ЭНЕРГОБЕЗОПАСНОСТЬ И ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

2025
3
май-июнь

Влияние эмульсии на скорость разрушения противопожарной воздушно-механической пены углеводородами (стр. 5)

Оценка капитальных вложений и эксплуатационных затрат в основные элементы замкнутого водородного цикла (стр. 21)

Исследование тепловых характеристик солнечных концентраторов типа СРС с использованием численного моделирования (стр. 55)

Оценка вибрационных показателей в приводе винтового компрессора в пусковых режимах (стр. 68)

Порядок подготовки и введения в действие графиков перевода потребителей на альтернативные виды топлива (стр. 75)

ISSN 2071-2219

Cabex

24-я Международная выставка
кабельно-проводниковой
продукции, оборудования
и материалов для ее производства

10–12 марта 2026

Москва, «Тимирязев Центр»

Забронируйте
стенд
cabex.ru

- Кабели и провода
- Материалы для производства кабелей и проводов
- Оборудование для производства кабелей и проводов
- Электромонтажное оборудование

Организаторы

Международная Выставочная Компания

ОАО «ВНИИКП»

АССОЦИАЦИЯ ЭЛЕКТРОКАБЕЛЬ

Генеральный информационный партнер

RusCable.Ru
Энергетика. Электротехника. Связь.
Первое отраслевое электронное СМИ ЭЛ № ФС77-28661

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ, ИНФОРМАЦИОННО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ И УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ЭНЕРГОБЕЗОПАСНОСТЬ И ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

2025 3

Учредитель: Московский институт энергобезопасности и энергосбережения

№ 3 (123) Издается с 2005 года. Включен в Перечень ВАК

Совет учредителей:
В. М. Аванесов
В. Л. Титов
В. М. Гордиенко

Редакционная коллегия:
Главный редактор:
С. П. Зернес

Секция безопасности деятельности человека
Председатель: **П. В. Косенков**
Состав секции:
А. И. Даценко
Б. М. Степанов
А. П. Хаустов
В. И. Энговатов
И. И. Лившиц

Секция энергоресурсосбережения и энергоэффективности
Председатель: **В. М. Аванесов**
Состав секции:
Ю. Ф. Тихоненко
А. П. Щеренко
Р. З. Аминов

Секция электро- и теплоснабжения предприятий и городов
Председатель: **К. В. Капелько**
Состав секции:
В. А. Стенников
Ю. Е. Пащенко
В. В. Гудков
А. В. Крюков

Секция теории и методики обучения в энергетике
Председатель: **И. С. Растворов**
Состав секции:
А. А. Гуров
И. В. Киян
С. В. Семенов

Научный редактор:
Т. Б. Лещинская

Компьютерная верстка и дизайн:
Е. Е. Можжухина

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере массовых коммуникаций, связи и охраны культурного наследия.

Свидетельство о регистрации:
ПИ № ФС 77—28742
от 05 июля 2007г.

ISSN 2071-2219

СОДЕРЖАНИЕ

ЭНЕРГОБЕЗОПАСНОСТЬ И ОХРАНА ТРУДА

А. П. Андреев, Р. Б. Битуев, А. Н. Егоров, И. И. Григорьевская, С. А. Макаров, М. И. Саутиев. Влияние эмульсии на скорость разрушения противопожарной воздушно-механической пены углеводородами 5

А. А. Шилин, В. К. Михайлов. Анализ взаимных индуктивностей проводов в трехфазной ЛЭП 11

М. С. Иваницкий. Технологическое регулирование выбросов ПАУ и золы твердого топлива котельных установок 16

ЭНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ

А. Н. Егоров, Д. М. Аношин, Д. А. Макаров. Оценка капитальных вложений и эксплуатационных затрат в основные элементы замкнутого водородного цикла 21

А. В. Дмитренко, А. В. Костин, Д. А. Белов, М. И. Колпаков, М. А. Лазарева, А. В. Иньшаков, И. В. Усанов, Е. И. Клементьев. Определение потерь в энергетических комплексах с теплообменными аппаратами глубокого профилирования 34

В. А. Пашинский, А. Ф. Молочко. Технико-экономические аспекты проектирования и эксплуатации установок для сжигания биомассы в Беларуси 39

Т. В. Мятеж, Р. В. Волосатов, И. А. Глубоков, Ю. А. Секретарев, В. Я. Любченко, О. С. Атаманова. Разработка модели для оценки стоимости гидроресурса в гидротепловой энергосистеме на основе анализа опыта эксплуатации 45

Кахважи Марах, Ал Джожо Ферас, Т. Б. Тарабрина. Исследование тепловых характеристик СРС с использованием численного моделирования 55

Адрес редакции:
105425, Москва,
Щелковский проезд, д. 13А
Телефон/факс: +7 (495) 652-24-07

Адрес электронной почты:
redaktor@endf.ru
Сайт: www.endf.ru

В. Р. Ведрученко, А. Ю. Финиченко, М. В. Глухова, В. Н. Финиченко, А. С. Гусаров. О байпасировании «горячих» дымовых газов блочных автоматизированных котельных 58

А. А. Пилипенко, Д. В. Рязанцева, Е. М. Горячева, М. В. Горелов. Влияние термического сопротивления ограждающей конструкции холодного и горячего коридоров ЦОД на его энергопотребление 63

ДИАГНОСТИКА И НАДЕЖНОСТЬ ЭНЕРГООБОРУДОВАНИЯ

В. Ф. Борисенко, С. В. Деркачев, В. А. Сидоров. Оценка вибрационных показателей в приводе винтового компрессора в пусковых режимах 68

НОРМАТИВНЫЕ АКТЫ И ДОКУМЕНТЫ

Порядок подготовки и введения в действие графиков перевода потребителей на альтернативные виды топлива (аварийные или резервные) и графиков частичного или полного ограничения подачи газа потребителям в случае нарушения технологического режима работы газотранспортной системы при аварии 75

За достоверность сведений в рекламных материалах ответственность несет рекламодатель.

Мнение авторов публикаций может не совпадать с позицией редакции журнала «Энергобезопасность и энергосбережение».

За точность фактов и достоверность информации ответственность несут авторы.

Без письменного разрешения редакции перепечатка материалов запрещена.

SCIENTIFIC, TECHNICAL AND ANALYTICAL JOURNAL

ENERGY-SAFETY AND ENERGY-ECONOMY

2025 3

Founder: Moscow Institute of Energy-safety and Energy-economy

№ 3 (123) Published from 2005. The journal is included in the official VAK's editions list

Founders Council:
Valery M. Avanesov
Vladimir L. Titov
Valery M. Gordienko

Editorial Board:
Editor-in-chief:
Svetlana Zernes

Life and Industrial Safety Section
Chairman: **Petr V. Kosenkov**
Members:
Anatoly I. Datsenko
Boris M. Stepanov
Aleksander P. Khaustov
Victor I. Engovatov
Ilya I. Livshitz

Energy-economy and Energy-efficiency Section
Chairman: **Valery M. Avanesov**
Members:
Yury F. Tikhonenko
Aleksander P. Scherenko
Rashid Z. Aminov

Electrical and Heat Supply of Enterprises and Cities Section
Chairman: **Konstantin V. Kapel'ko**
Members:
Valery A. Stennikov
Yulia E. Paschenko
Vladimir V. Gudkov
Andrey V. Kryukov

Theory and Methodology of Education in Energy Section
Chairman: **Igor' S. Rastvorov**
Members:
Aleksey A. Gurov
Irina V. Kiyan
Sergey V. Semenov

Science Editor:
Tamara B. Leschinskaja

Design:
Elena E. Mozhzhukhina

ISSN 2071-2219

CONTENTS

ENERGY-SAFETY AND OCCUPATIONAL SAFETY

A. P. Andreev, R. B. Bituev, A. N. Egorov, I. I. Grigorievskaya, S. A. Makarov, M. I. Sautiev. Emulsion influence on extinguishing foam destruction by hydrocarbons 5

A. A. Shilin, V. K Mikhailov. Analysis of mutual inductions in a three-phase transmission line..... 11

M. S. Ivanitskiy. Technical regulations of polycyclic aromatic hydrocarbons in small boiler emissions and ash 16

ENERGY-ECONOMY AND ENERGY-EFFICIENCY

A. N. Egorov, D. M. Anoshin, D. A. Makarov. Capital investment and operational cost estimation in hydrogen cycle parts..... 21

A. V. Dmitrenko, A. V. Kostin, D. A. Belov, M. I. Kolpakov, M. A. Lazareva, A. V. Inshakov, I. V. Usanov, E. I. Klementyev. Pressure losses in energy complexes incorporating heat exchangers with deep profiled tubes..... 34

V. A. Pashynski, A. F. Molochko. Technical and economic aspects of design and operating biomass plants in Belarus..... 39

T. V. Myatezh, R. V. Volosatov, I. A. Glubokov, Yu. A. Sekretarev, V. Ya. Lyubchenko, O. S. Atamanova. Concept development for cost estimation of water resources in the hydropower system based on operation experiences 45

Kahwaji Marah, Al Gogo Feras, T. B. Tarabrina. Investigation of thermal characteristics of compound parabolic concentrators using numerical simulation..... 55

V. R. Vedruchenko, A. Y. Finichenko, M. V. Glukhova, V. N. Finichenko, S. Gusarov. On bypassing "hot" flue gases in automated block-type boiler houses 58

Editorial office:
105425, Moscow,
Schelkovskiy proezd, 13A
Phone: +7 (495) 652-24-07
Fax: +7 (495) 652-24-07

E-mail:
redaktor@endf.ru

Web site: www.endf.ru

A. A. Pilipenko, D. V. Ryazantseva, E. M. Goryacheva, M. V. Gorelov. Thermal resistance of cold and hot aisle containment in s data center and its power consumption 63

DIAGNOSTICS AND RELIABILITY OF POWER EQUIPMENT

V. F. Borisenko, S. V. Derkachev, V. A. Sidorov. Vibration analysis in startup modes of a rotary screw compressor drive 68

ACTS AND DOCUMENTS

Preparation and implementation of scheduled customers' switching to renewables (regular or stand by) and scheduled limitations of gas supply, full or partial, in case of emergency 75

The advertisers have responsibility for the advertisements.

The authors` opinion may not always be supported by the editorial board of "Energy-safety and Energy-economy".

The authors have responsibility for the accuracy of articles` content.

The reproduction without written permission of the editorial board is forbidden.

УДК 614.842

Влияние эмульсии на скорость разрушения противопожарной воздушно-механической пены углеводородами

А. П. Андреев,
Академия Государственной противопожарной службы МЧС России, кандидат технических наук, старший научный сотрудник

Р. Б. Битуев,
Академия Государственной противопожарной службы МЧС России

А. Н. Егоров,
Академия Государственной противопожарной службы МЧС России, кандидат технических наук, старший преподаватель

И. И. Григорьевская,
Академия Государственной противопожарной службы МЧС России, кандидат химических наук

С. А. Макаров,
Академия Государственной противопожарной службы МЧС России, кандидат технических наук, доцент

М. И. Саутиев,
Академия Государственной противопожарной службы МЧС России, кандидат технических наук

Работа имеет целью исследовать явление массопереноса между водной фазой и углеводородом на устойчивость противопожарной пены в контакте с углеводородом. Были поставлены задачи экспериментально установить влияние массопереноса на контактное разрушение/стабилизацию пены и установить влияние эмульгирования углеводорода на устойчивость пены из пенообразователей различной природы. Для объяснения поведения воздушно-механической пены в контакте с углеводородом имеются общепринятые представления о термодинамической стабильности несимметричных водных пленок. Эти представления нельзя считать исчерпывающими, поскольку они не объясняют феномены стабилизации пены в контакте с углеводородами. Причиной стабилизации пенных пленок является образование в них устойчивых эмульсий, вызванное массопереносом.

Ключевые слова: *углеводород, пенообразователь, тушение, стабилизация пены, поверхностно-активные вещества, массоперенос.*

Для тушения горючих жидкостей в настоящее время чаще всего используется противопожарная воздушно-механическая пена. Современные пенообразователи (ПО) могут быть разделены на две большие группы по типу основного поверхностно-активного вещества (ПАВ): углеводородные (УВПАВ), и перфторированные (ФПАВ). В нашей стране основу для традиционных пенообразователей составляли углеводородные поверхностно-активные вещества (УВПАВ). Эти пены традиционно применялись для тушения углеводородов (УВ) подачей сверху [1, 2]. Пенообразователи на основе ФПАВ начали широко применяться за рубежом раньше, чем в России [3]. Пены на их основе обладают рядом преимуществ и недостатков. Для тушения углеводородов они могут использоваться путем подачи пены не только традиционным способом (сверху), но и снизу через слой УВ [4, 5]. ФПАВ обеспечивают хорошее растекание водного раствора ПО по горючей жидкости [6]. Хорошее растекание водного раствора ПО по горючему предотвращает загрязнение пены углеводородом.

Устойчивость пены на поверхности УВ (контактная устойчивость) является ключевым параметром, обеспечивающим огнетушащую эффективность, но процесс разрушения пены в контакте с УВ изучен недостаточно. В частности, не обнаружена причина разрушения пенных пленок, контактирующих с УВ. Радикальное отличие пены на основе ФПАВ от УВПАВ заключается в том, что в первом случае пенные пленки термодинамически стабильны, а во втором – нет. Можно было бы ожидать, что пены на основе УВПАВ будут энергично разрушаться в контакте с УВ, но это происходит не всегда.

Принцип термодинамической стабильности введен Робинсоном и Вудсом [7], и по настоящее время в качестве исходного положения применяется большинством исследователей [9, 10].

Для того чтобы оценить термодинамическую стабильность пенных пленок, контактирующих с УВ, достаточно рассчитать коэффициент растекания:

$$S = \sigma_2 - \sigma_1 - \sigma_{1/2},$$

где σ_2, и σ_1 – поверхностные натяжения УВ и раствора ПО соответственно;

$\sigma_{1/2}$ – межфазное натяжение на границе раздела фаз вода/горючее.

Если $S > 0$ (что реализуется для ФПАВ), пенные пленки в контакте с УВ термодинамически стабильны. Для УВПАВ реализуется случай термодинамической нестабильности $S > 0$, но на практике пенные пленки могут быть ограничено стабильными (метастабильными), чтобы обеспечить тушение УВ при подаче пены сверху.

Для учета степени метастабильности пенных пленок необходимо, согласно [8] вычисление поверхностной активности (ПА) молекул ПАВ на границе раздела раствор ПО/УВ:

$$ПА = \sigma_{1/_2}{}^0 / \sigma_{1/_2}{}^{ККМ},$$

где $\sigma_{1/2}0$ – межфазное натяжение на границе вода/углеводород в отсутствии ПАВ;

$\sigma_{1/2}{}^{ККМ}$ – межфазное натяжение на границе вода/углеводород при наличии ПАВ в концентрации, равной критической концентрации мицеллообразования (ККМ).

Чем больше величина ПА, тем выше поверхностная активность ПАВ на границе раздела водный раствор ПО/УВ, тем выше степень стабильности метастабильных пенных пленок в контакте с УВ. В настоящее время систематические данные о величинах ПА различных ПАВ в контакте с различными углеводородами в литературе отсутствуют.

Факторы термодинамической стабильности и метастабильности тоже не могут считаться исчерпывающим для описания поведения пены на поверхности нагретого углеводорода, поскольку не могут объяснить явления стабилизации пены [11, 12]. Например, устойчивость пены на основе белкового ПО на собственном растворе составляет несколько минут, а на бензине – несколько часов.

Недостатком этих факторов являются начальные представления об УВ и растворе ПО, как жидкостях, абсолютно инертных друг другу, из рассмотрения исключается массоперенос между водной и углеводородной фазами. Точнее, в начальной модели считается, что равновесие между углеводородной фазой и водной пленкой уже достигнуто. На самом деле при тушении углеводородов массоперенос должен проходить непрерывно, так как на тушение постоянно подаются порции пены, которые еще не контактировали с УВ. Указанные обстоятельства подчеркивают необходимость исследования роли массопереноса в процессе контактного взаимодействия пены с УВ.

Контакт УВ с водным раствором ПАВ начинается с фазы мицеллярного растворения УВ (солюбилизации). На этой фазе процесс должен закончиться, так как укрупнение мицелл до состояния эмульсии термодинамически не выгодно. Однако исследователи, изучающие процесс тушения УВ пеной, могли наблюдать наличие эмульсии в растворе ПО, оставшемся после разрушения пены. С устойчивостью эмульсии тесно связано разрушение пены [13].

Самопроизвольное появление эмульсии в месте контакта водного раствора ПАВ и нерастворимого в воде компонента называется самоэмульгированием при массопереносе (СМП) [14]. До сих пор массоперенос между водной и углеводородной фазами и образование эмульсии не входили в круг интересов исследователей в этой области. Можно предположить, что исследование фактора массопереноса и самоэмульгирования позволит устранить недостатки, характерные для начальной модели Робинсона и Вудса.

Стабилизация пены на углеводороде (как и ее разрушение) может быть объяснена появлением эмульсии [15], которая при определенных условиях может быть и фактором разрушения пены.

Можно предположить следующие варианты сочетания термодинамического фактора, фактора ПА и устойчивости эмульсии, образующейся при массопереносе (табл. 1).

В данной работе были поставлены следующие задачи:

– экспериментально определить величины ПА различных ПАВ на границе раздела раствор ПАВ/углеводород, выявить термодинамически нестабильные сочетания;

– установить тормозящее влияние эмульгирования на устойчивость пены, состоящей из нестабильных пленок (п. 5 или 6 табл. 1).

Таблица 1

Варианты сочетания факторов контактной устойчивости пены

№	Термодинамическая стабильность	Фактор ПА	Устойчивость эмульсии	Контактная устойчивость пены
1	$S > 0$	Высокая	Высокая	Устойчивость пены в контакте с УВ выше, чем на собственном растворе
2	$S > 0$	Высокая	Низкая	Пена разрушается со скоростью разрушения эмульсии
3	$S < 0$	Высокая	Высокая	Устойчивость пены в контакте с УВ выше, чем на собственном растворе
4	$S < 0$	Высокая	Низкая	Пена разрушается со скоростью разрушения эмульсии
5	$S < 0$	Низкая	Высокая	Эмульсия может тормозить разрушение пены
6	$S < 0$	Низкая	Низкая	Разрушение пены носит катастрофический характер

Таблица 2

Межфазные натяжения в зависимости от температуры

Поверхность раздела	Температура, °С	Межфазное натяжение, мДж/м^2
Вода/гексан	19,0	45,1
	37,0	41,2
	51,5	42,3
Раствор ПО-6ТЦ/гексан	35,0	2,8
	54,0	2,8
Вода/гептан	22,5	45,6
	39,0	42,9
	57,0	41,1
Раствор ПО-6ТЦ/гептан	37,5	3,6
	54,0	2,9
	71,0	2,4
Вода/октан	24,0	43,8
	39,5	44,9
	55,5	39,9
	72,5	39,8
Раствор ПО-6ТЦ/октан	39,0	3,6
	55,0	3,0
	72,0	2,7
Вода/декан	25,5	44,3
	39,5	42,2
	55,5	39,6
	72,3	39,3
Раствор ПО-6ТЦ/декан	39,0	3,0
	55,0	2,8
	72,0	2,7
Вода/бензол	14,5	31,9
	37,0	29,6
	52,0	25,8
	69,0	17,2
Раствор ПО-3НП/бензол	38,5	3,8
	58,0	3,5
	68,0	2,2
Раствор ПО-6ТЦ/бензол	38,5	1,9
	56,0	1,7
	68,0	1,6
Пена ОП-7/бензол	37,0	8,3
	58,5	9,3
	70,0	10,7
Раствор LW/бензол	39,0	6,2
	58,5	5,0
	70,0	4,8

Таблица 3

Поверхностная активность пенообразователей на границе раздела раствор/углеводородпри различных температурах

Поверхность раздела	Температура, °С	Поверхностная активность, ед.
Гексан/раствор ПО-6ТЦ	35,0	14,7
	54,0	15,1
Гептан/раствор ПО-6ТЦ	37,5	11,9
	54	14,2
Декан/раствор ПО-6ТЦ	39	14,6
	55	15,07
	72	14,55
Бензол/раствор LW	39	4,77
	58,5	5,16
	70	3,58
Бензол/раствор ПО-НП3	38,3	7,78
	58	7,14
	68	7,8
Бензол/ОП-7	37	3,5
	58	2,77
	70	1,6

Величины межфазного натяжения измеряли методом отрыва кольца.

Воздушно-механическую пену низкой кратности для исследования получали методом взбивания на лопастной мешалке РТ-1. Полученную пену заливали в мерный цилиндр объемом 2 л, на дне которого находился углеводород. Скорость контактного разрушения оценивалось по изменению высоты столба пены.

Пенообразователи углеводородные:

– алкилсульфонат (ПО-6ТЦ);

– алкилсульфат (ПО-3НП);

– оксиэтилированный бутилфенол ОП-7.

Пенообразователь на основе перфторированных ПАВ:

– light water (LW).

Ранее установлено [15], что указанные углеводородные ПО имеют величину $S < 0$, их растворы не растекаются по поверхности УВ. LW образует раствор, который растекается по поверхности УВ, $S > 0$. Поэтому в данной работе ограничились измерением межфазных натяжений.

Пену низкой кратности получали методом ее взбивания на размельчителе тканей РТ-1.

Температуру УВ во всех опытах поддерживали термостатом и контролировали ртутным термометром.

Углеводороды:

– предельные (гексан, гептан, октан и декан);

– ароматические (бензол).

Межфазные натяжения и величины поверхностной активности

В табл. 2 представлены величины межфазных натяжений на границе раздела раствор ПАВ/УВ.

По измеренным величинам МН рассчитаны величины поверхностной активности ПА. Данные расчетов представлены в табл. 3.

Из данных табл. 3 видно, что значения ПА мало зависят от температуры.

Можно наметить границы, в которых находятся величины ПА на границе раздела вода/углеводород. Высокими значениями ПА можно считать значения 10–15. Эти значения характерны для стабильных/метастабильных пенных пленок. Низкие 1–3 характерны для нестабильных пенных пленок. По величине ПА пенообразователи можно в первом приближении разложить в ряд:

алкилсульфонаты > алкилсульфаты > перфторированные ПАВ > оксиэтилированные ПАВ.

Полученные данные соответствуют опыту применения пен для тушения углеводородов. Пены на основе алкилсульфонатов и алкилсульфатов эффективно применяются в пожарной охране. Пена на основе LW в контакте с углеводородом является примером эффективного применения пен для тушения нефтепродуктов в резервуарах (в том числе при подслойной подаче). Пена на основе оксиэтилированных ПАВ считается неэффективной и редко применялась для тушения.

Влияние устойчивости эмульсии на контактную устойчивость пены

Для выяснения влияния устойчивости эмульсии на контактное разрушение пен выбран объект с параметрами $S < 0$, ПА низкая (пп. 5 и 6 табл. 1), что соответствует пене на основе ОП-7 в контакте с бен-

золом. Для варьирования устойчивости эмульсии были приготовлены пенообразующие композиции следующих составов:

1. ОП-7 – 4 %
2. ОП-7 – 4 % + HCl – 10 %
3. ОП-7 – 4 % + KOH – 2 %.

Основанием для выбора указанных составов являются данные [17] о том, что HCl оказывает на оксиэтилированные ПАВ всаливающее действие, а KOH – высаливающее. Всаливание (увеличение растворимости) равноценно увеличению гидрофильно-липофильного баланса, оно должно уменьшить сродство эмульгатора к углеводородной фазе и, следовательно, его стабилизирующую способность по отношению к эмульсии (может быть реализован п. 6 в табл. 1). Добавление KOH, наоборот, должно повысить стабильность эмульсии (может быть реализован п. 5 табл. 1).

Визуальная оценка качества эмульсий подтвердила обоснованность такого выбора. Эмульсия бензола в растворе ОП-7 образуется при легком встряхивании. Добавление HCl ухудшает качество эмульсии: эмульсия становится оптически плотной, практически мгновенно коагулирует и оседает. KOH, напротив, увеличивает устойчивость эмульсии. Эмульсия приобретает свойство опалесценции, что является показателем высокой дисперсности; она хранится без изменения в течение нескольких суток.

Существует еще один фактор, который для объективности необходимо учесть – изменение устойчивости собственно пенной структуры при введении добавок в пенообразующий раствор, что тоже может повлиять на устойчивость пены. Поэтому необходимо выбрать точку отсчета. Для этого вначале были получены исходные данные относительно собственной устойчивости пены, то есть пены ОП-7, нанесенной на раствор пенообразователя, из которого она приготовлена. Устойчивость оценивали по изменению высоты столба пены (h_o) во времени.

В дальнейшем контактную устойчивость пены с добавками оценивали по изменению высоты столба пены (h), нанесенной на бензол. Учет изменения устойчивости пенной структуры проводился путем отнесения высоты столба h к h_o. Зависимость h/h_o представлена на рисунке.

Как видно, KOH увеличивает контактную стойкость пены (тормозящее действие эмульсии), а HCl ее уменьшает (ускоряющее). Таким образом, добавки, увеличивающие дисперсность и стойкость эмульсии, тормозят контактное разрушение пены и, наоборот: добавки, способствующие коагуляции эмульсии, ускоряют контактное разрушение пены.

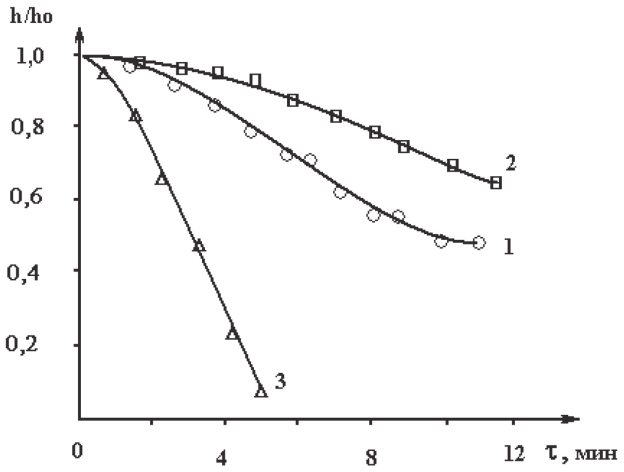


Рис. Зависимость относительной высоты пенного столба от времени контакта пены с бензолом. Состав пенообразующих растворов:
1 – ОП-7 (4 %);
2 – ОП-7(4 %) + KOH(2 %);
3 – ОП-7(4 %) + HCl(10 %).

Экспериментально определенные величины поверхностной активности ряда пенообразователей в контакте углеводородами позволили выделить группы термодинамически стабильных, метастабильных и нестабильных пенных пленок. Для нестабильных пенных пленок более устойчивую на поверхности углеводорода пену позволяет получить пенообразующая композиция, которая является для этого углеводорода хорошим эмульгатором.

Результаты экспериментальных исследований показали, что интенсификация процесса массопереноса между водной фазой и углеводородом способствует стабилизации пены в контакте с углеводородами. Исследование разрушения пены в парах углеводородов показало, что независимо от природы пенообразователей наибольшая стабилизация пены наблюдается в случае соответствия пенообразователя оптимальному гидрофильно-липофильному балансу углеводорода, при котором происходит его эмульгирование.

Литература

1. Котов А. А., Петров И. И., Реутт В. Ч. Применение высокократной пены при тушении пожаров. – М.: Изд-во литературы по строительству, 1972. – 114 с.

2. Безродный И. Ф. Забытые имена – забытые знания, или почему не тушит пена? / / Пожаровзрывобезопасность. – 2011. – Т. 20. – № 12. – С. 49–55.

3. Nash, P., Whittle, J. (1978). Fighting fires in oil storage tanks. Using base injection of foam. Part 1. *Fire Technology*, v.14, iss. 1, p. 15-27.

4. Хиль Е. И. Тушение пламени нефтепродуктов пеной на основе пенообразователей различной природы: дисс. ... канд. техн. наук.: 05.26.03 / Академия ГПС МЧС России, 2016.

5. Каттге А., Хиль Е. И., Воевода С. С., Битуев Б. Ж. Тушение пламени подачей пены на горящую поверхность и в слой нефтепродукта / / Пожаровзрывобезопасность. – 2016. – № 1. – 38–42.

6. Корольченко Д. А., Шароварников А. Ф., Дагаев Е. Н. Классификация пенообразователей для тушения пожаров нефтепродуктов по структуре коэффициента растекания рабочего раствора по углеводороду / / Пожаровзрывобезопасность. – 2016. – Т. 25. – № 2. – С. 69–74.

7. Robinson, J. V., Woods, W. W. (1948). A method of selecting foam inhibitors. *Journal of the Society of Chemical Industry*, v. 67, p. 361-365.

8. Кругляков П. М. Механизмы пеногасящего действия / / Успехи химии. – 1994. – Т. 63. – № 6. – С. 493–505.

9. Хиль Е. И., Саутиев М. И., Шароварников А. Ф., Бастриков Д. Л. Сравнительная огнетушащая эффективность углеводородных и фторсинтетических пенообразователей / / Пожаровзрывобезопасность. – 2015. – Т. 24. – № 2. – С. 71–74.

10. Корольченко Д. А., Волков А. А. Тушение горючих жидкостей пеной из пленкообразующих пенообразователей / / Пожаровзрывобезопасность. – 2017. – Т. 26. – № 8. – С. 45–55.

11. French, R. J., Himeley, P. L. (1959). *J. Appl. Chem.*, v. 41, iss. 9, 513-516.

12. Розенфельд Л. М. Физико-химия стойких воздушно-механических пен, применяемых в пожаротушении. – М.-Л.: Наркомхоз РСФСР, 1941.

13. Roberts, K., Akberg, G., Osterlund, R. J. (1977). *Coll. and Int. Sci.*, v. 62, № 2, 264-267.

14. Островский М. В., Баренбаум Р. Х., Абрамзон А. А. Условия возникновения эмульсии при массопереносе / / Коллоидный журнал. – 1970. – Т. 32. – № 4. – С. 565–572.

15. Андреев А. П., Дегтярев С. В., Макаров С. А., Битуев Р. Б., Апанасенко И. А. Роль самоэмульгирования в процессе контактного взаимодействия пены с углеводородами / / Технологии техносферной безопасности. – 2019. – № 4(86). – С. 28–36. https://doi.org/10.25257/TTS.2019.4.86.28-36.

16. Davis, J. T. Proc. Intern. Surface Activity, London, 1957, v. 1, 409.

17. Шенфельд Н. Поверхностно-активные вещества на основе оксида этилена. – М.: Химия, 1982. – 757 с.

Emulsion influence on extinguishing foam destruction by hydrocarbons

A. P. Andreev,
The Academy of the State Fire Service of the Ministry of Emergency Situations of Russia, PhD, senior researcher

R. B. Bituev,
The Academy of the State Fire Service of the Ministry of Emergency Situations of Russia

A. N. Egorov,
The Academy of the State Fire Service of the Ministry of Emergency Situations of Russia, PhD, senior lecturer

I. I. Grigorievskaya,
The Academy of the State Fire Service of the Ministry of Emergency Situations of Russia, PhD

S. A. Makarov,
The Academy of the State Fire Service of the Ministry of Emergency Situations of Russia, PhD, associate professor

M. I. Sautiev,
The Academy of the State Fire Service of the Ministry of Emergency Situations of Russia, PhD

The aim of this research was investigation of mass transfer between the aqueous phase and hydrocarbons on foam stability in contact with the hydrocarbon. Experimental tests were set to establish the mass transfer effect on foam destruction and stabilization as well as the effect of hydrocarbon emulsification on foam stability. The conventional thermodynamic stability concept mainly explains the behavior of foam in contact with hydrocarbons, however it cannot be considered comprehensive since it does not explain foam stabilization in contact with hydrocarbons. The reason for stabilization of foam films is formation of stable emulsions caused by mass transfer.

Keywords: *hydrocarbon, foaming agent, extinguishing, foam stabilization, surfactants, mass transfer.*

УДК 621.314(075.8)

Анализ взаимных индуктивностей проводов в трехфазной ЛЭП

А. А. Шилин,
Волгоградский государственный технический университет, кандидат технических наук, доцент

В. К. Михайлов,
Волгоградский государственный технический университет, кандидат химических наук

Рассмотрены электромагнитные связи между проводами линии в трехфазной системе электроснабжения. При аварийных режимах в трехфазной системе некоторые провода могут обесточиваться, но в этих проводах могут индуцироваться ЭДС от соседних проводов, находящихся под напряжением. Эти ЭДС могут оказывать отрицательное влияние на работу измерительных приборов контроля аварийных режимов и на электробезопасность персонала и посторонних людей. Проведен количественный анализ наводимых ЭДС в обесточенных проводах при аварийных режимах для различных конструкций опор и подвесов проводов.

Ключевые слова: *трехфазная система электроснабжения, аварийный режим, взаимные индуктивности.*

В трехфазной системе электроснабжения между проводами линии существуют электромагнитные связи. При аварийных режимах в трехфазной системе некоторые провода могут обесточиваться, но в них могут индуцироваться ЭДС от соседних проводов, что может оказывать отрицательное влияние на работу измерительных приборов контроля аварийных режимов и на электробезопасность персонала и посторонних людей. Поэтому необходим количественный анализ наводимых ЭДС при аварийных режимах для различных конструкций опор и подвесов проводов.

В настоящей статье проводится оценка взаимных индуктивностей фазных проводов и наводимых взаимных ЭДС E в фазах при заданной геометрии трехфазной ЛЭП.

Взаимные индуктивности в трехфазных ЛЭП

Очевидно, что взаимные индуктивности проводов трехфазных линий электропередачи зависят от геометрии сечения ЛЭП, т. е. от расстояния между проводами и их взаимного расположения: в одной плоскости. Но предварительно отметим общий подход к вычислению взаимной индуктивности на примере простейшей системы − прямого провода и двухпроводной линии.

Пусть параллельно прямому длинному проводу с током $i = I \sin \omega t$ на расстоянии l от него проходит двухпроводная линия связи с расстоянием a между проводами, причем все три провода лежат в одной плоскости, как показано на рис. 1.

Известно [1−3], что прямой ток создает вокруг себя кольцевое магнитное поле:

$$B(r) = \frac{\mu_0 i}{2\pi r}, \qquad (1)$$

где $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м − магнитная постоянная,
r − расстояние до оси провода.

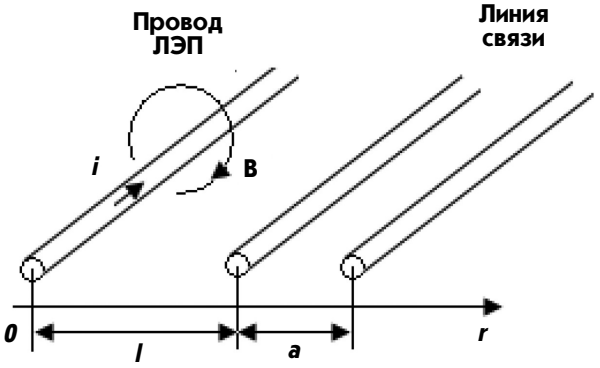


Рис. 1. Три провода в одной плоскости

Это поле создает через сечение линии связи погонный магнитный поток:

$$\Phi = \int_{r=l}^{l+a} B(r)\,dr = \frac{\mu_0 i}{2\pi}\int_{r=l}^{l+a}\frac{dr}{r} = \frac{\mu_0 i}{2\pi}\ln\left(1+\frac{a}{l}\right)\cdot[\text{Вб/м}]. \qquad (2)$$

Отсюда, по определению, погоная индуктивность провода и линии:

$$M_0 = \frac{\Phi_0}{i}\frac{\mu_0}{2\pi}\ln\left(1+\frac{a}{l}\right)\cdot[\text{Гн/м}], \qquad (3)$$

Таким образом, если в проводе есть ток $i = I \sin \omega t$, то в линии наводится дополнительная погонная ЭДС с амплитудой:

$$E = \omega M_0 I = \frac{\mu_0 I}{2\pi}\ln\left(1+\frac{a}{l}\right)\cdot[\text{В\м}].$$

Рассмотрим далее трехфазную ЛЭП и определим, что будем понимать под взаимной индуктивностью M_{ij} (i, j = 1, 2. 3) между проводами. При этом для облегчения описания индекс 0 далее везде будем опускать, а под символами E и M будем иметь в виду именно погонные параметры.

Под взаимной индуктивностью M_{23} будем понимать коэффициент пропорциональности между током i_1 в проводе 1 и магнитным потоком Φ_{23} через сечение линии 2–3: $M_{23} = \Phi_{23}/i_1$. Если, например, провода 1, 2 и 3 лежат в одной плоскости на одинаковых расстояниях a друг от друга, как на рис. 2, то с учетом (2):

$$\Phi_{23} = \frac{\mu_0 i_1}{2\pi} \ln\left(1 + \frac{a}{a}\right) = \frac{\mu_0 i_1}{2\pi} \ln 2,$$

и тогда взаимная индуктивность провода 1 и линии 2–3:

$$M_{23} = \frac{\mu_0}{2\pi} \ln 2 = 1{,}4 \cdot 10^{-7}\ \text{н/м} = 1{,}4 \cdot 10^{-7}\ \text{Гн/км}$$

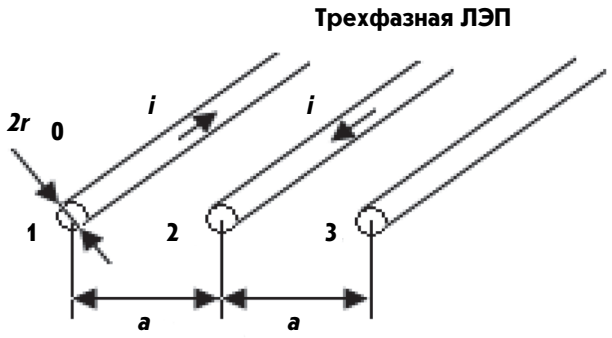


Рис. 2. Провода трехфазной ЛЭП

Это означает, что если, например, амплитуда синусоидального тока I_1 = 500 А, ω = 314 рад/с (частота f = 50 Гц), то в контуре проводов 2–3 наводится ЭДС:

$$E_{23} = \omega M_{23} I_1 = 314 \cdot 1{,}4 \cdot 10^{-4} \cdot 500 = 22\ \text{В/км}.$$

Под контуром 2–3 при соединении звездой понимается контур, включающий в себя две фазы генератора E_2 и E_3, две фазы нагрузки Z_2 и Z_3 и два фазных провода 2 и 3 (рис. 3). Следует, однако, отметить, что фаза этой вносимой ЭДС E_{23} не совпадает с фазами токов i_1, i_2 и i_3. Действительно, если, например, $i_1 = I_1 \sin \omega t$, то

$$E_{23} = -M_{23} \frac{di}{dt} = -\omega M_{23} I_1 \cdot \cos \cdot \omega t = -\omega M_{23} I_1 \cdot \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{2}\right).$$

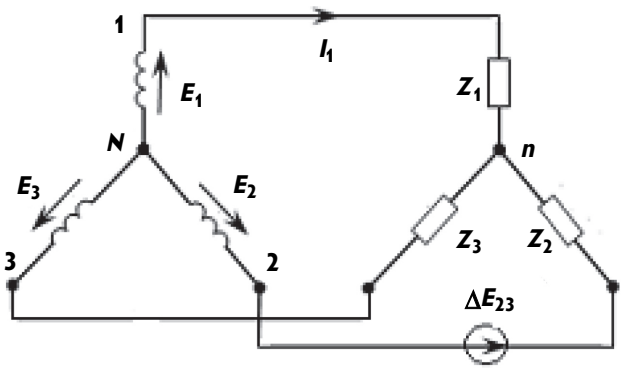


Рис. 3. Трехфазная система передачи

Такая же взаимная индуктивность M_{12} будет и у провода 3 с линией 1–2. А вот ток i_2 в проводе 2 потока через контур проводов 1–3 не создает, значит, M_{13} = 0. На рис. 4 показана опора ЛЭП с таким горизонтальным расположением фазных проводов.

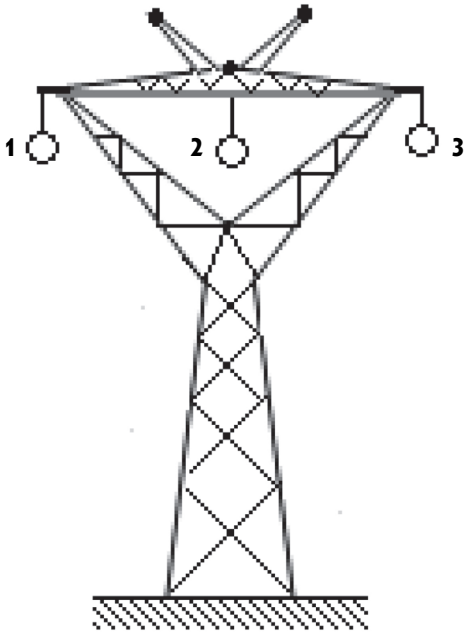


Рис. 4. ЛЭП с горизонтальным расположением проводов

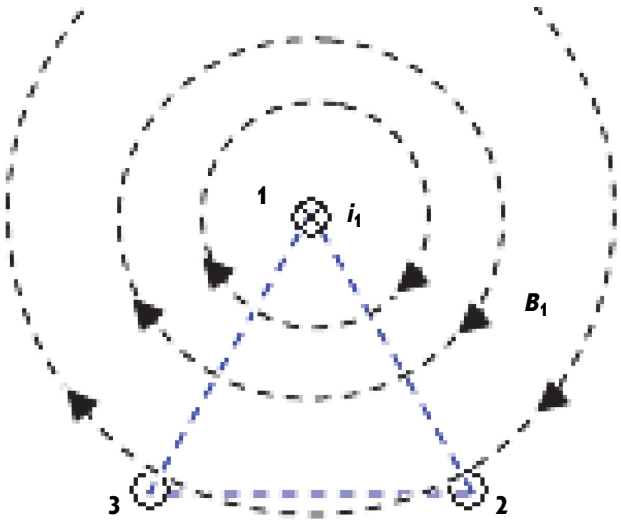


Рис. 5. Провода ЛЭП в углах равностороннего треугольника

На рис. 5 показан другой пример, где тройка проводов расположена по углам равностороннего треугольника: 1, 2, 3 – сечения проводов, i_1 – ток в проводе 1 (направлен «от нас»), B_1 – линии магнитного поля тока i_1. Видно, что поле B_1 здесь не создает потока через контур пары проводов 2-3, следовательно, взаимная индуктивность M_{23} провода 1 с контуром 2–3 будет нулевой.

Такой же результат будет и для двух других проводов данной трехпроводной линии: $M_{12} = M_{13} = M_{23} = 0$. Таким образом, каждый провод здесь индуктивно не влияет на режим работы соответствующей «противоположной» двухпроводной линии.

Рассмотрим теперь четырехпроводную трехфазную ЛЭП с расположением фазных (1, 2, 3) и нейтрального (N) проводов, как показано на рис. 6.

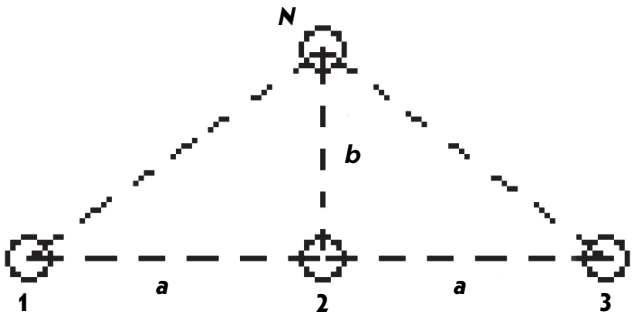


Рис. 6. Провода ЛЭП и нейтральный провод

Под взаимной индуктивностью, например, M_{12} здесь будем понимать коэффициент пропорциональности между током i_1 в фазном проводе 1 и магнитным потоком Φ_{2N} через сечение 2–N: $M_{12} = \Phi_{2N}/i_1$. При такой конфигурации проводов и поля прямого тока (1) магнитный поток:

$$\Phi_{2N} = \int_{r=a}^{\sqrt{a^2+b^2}} B_1(r)\,dr = \frac{\mu_0 i_1}{2\pi}\int_{a}^{\sqrt{a^2+b^2}} \frac{dr}{r} = \frac{\mu_0 i_1}{2\pi}\ln\frac{\sqrt{a^2+b^2}}{a}.$$

И тогда взаимная индуктивность проводов 1 и 2 здесь будет следующей:

$$M_{12} = \frac{\mu_0}{2\pi}\ln\frac{\sqrt{a^2+b^2}}{a}.$$

В этом случае ток $i_1 = I_1 \sin \omega t$ в проводе 1 наводит в контуре 2–N ЭДС:

$$E_{2N} = \omega M_{12} I_1.$$

Выполним численные оценки M_{12} и E_{2N} при следующих исходных параметрах: a = 4 м, b = 3 м, d = 0,2 м, ω = 314 рад/с, I = 500 А, $\mu_0 = 4\pi\cdot10^{-7}$ Гн/м. Это дает: $M_{12} = 4{,}4\cdot10^{-5}$ Гн/км; E_{2N} = 7 В/км.

В силу симметрии конфигурации ЛЭП на рис. 6, такой же будет и взаимная индуктивность M_{32}. А вот M_{13} будет несколько другой:

$$\Phi_{3N} = \int_{r=2a}^{\sqrt{a^2+b^2}} B_1(r)\,dr = \frac{\mu_0 i_1}{2\pi}\int_{2a}^{\sqrt{a^2+b^2}} \frac{dr}{r} = \frac{\mu_0 i_1}{2\pi}\ln\frac{\sqrt{a^2+b^2}}{2a},$$

$$M_{13} = \frac{\mu_0}{2\pi}\ln\frac{\sqrt{a^2+b^2}}{2a},\ \text{Гн/м}.$$

При $b = a$ сечения проводов 1, 3 и N образуют равносторонний треугольник и взаимная индуктивность $M_{13} = 0$.

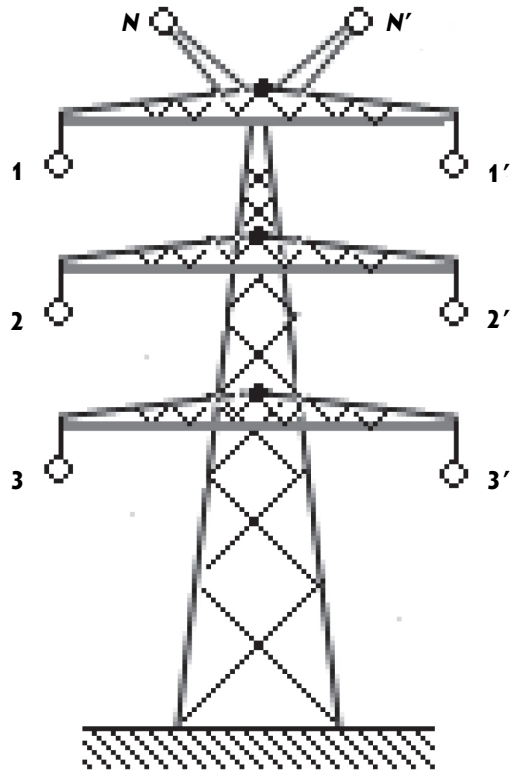


Рис. 7. Опора ЛЭП-500

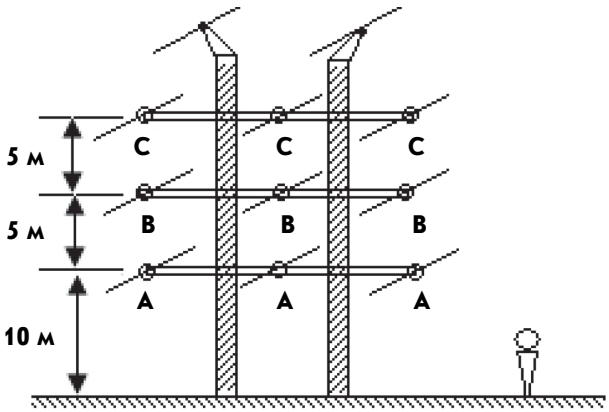


Рис. 8. Опора ЛЭП-500 в охранной зоне ГЭС

Замечание: реальные высоковольтные опоры ЛЭП часто несут сдвоенные или даже строенные трехфазные ЛЭП с одним или двумя нейтральными проводами (рис. 7, 8). Анализ влияния токов в каждом из шести или девяти фазных проводов на все остальные в этом случае представляется довольно сложным.

Индуктивное влияние трехфазной ЛЭП на информационную линию

Рассмотрим индуктивное влияние трехфазной ЛЭП (рис. 9 *а*) на двухпроводную информационную линию. И пусть эта линия проходит вдоль проводов ЛЭП под фазой 2, как показано на рис. 9 б. На этом же рисунке показаны обозначения расстояний между проводами в сечениях ЛЭП и информационной линии.

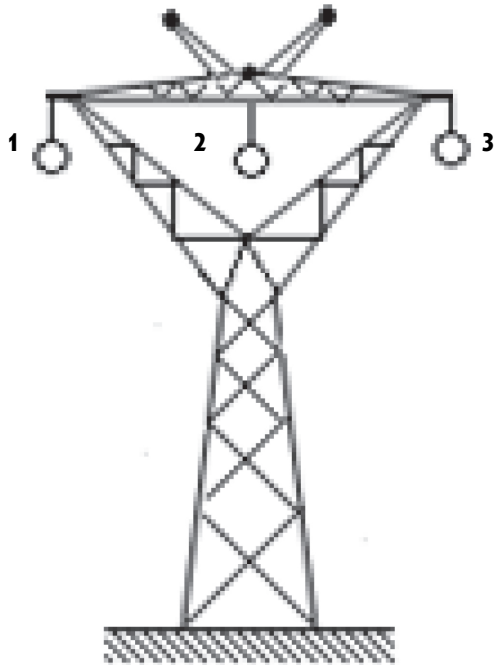
На основе формул (2) и (3) получаем для взаимных индуктивностей каждой фазы ЛЭП и измерительной линии:

$$M_2 = M_2 = \frac{\mu_0}{2\pi}\ln\left(1+\frac{d}{h}\right),\ M_1 = M_3 = \frac{\mu_0}{2\pi}\ln\left(1+\frac{d\cos\alpha}{\sqrt{a^2+h^2}}\right)\ [\text{Гн/м}],$$

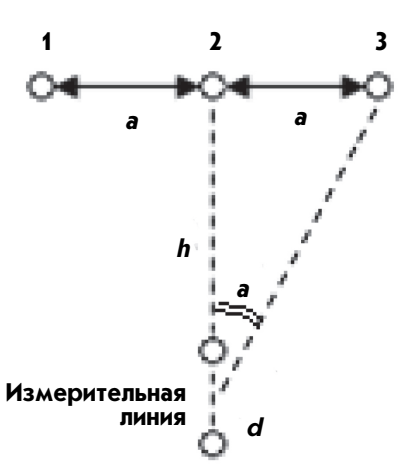
$$M_1 = M_3 = M_2 = M_2 = \frac{\mu_0}{2\pi}\ln\left(1+\frac{d}{h}\right),$$

$$M_1 = M_3 = \frac{\mu_0}{2\pi}\ln\left(1+\frac{d\cos\alpha}{\sqrt{a^2+h^2}}\right)\ [\text{Гн/м}],\ [\text{Гн/м}],$$

где $\cos\alpha = \frac{h}{\sqrt{a^2+h^2}}$ = (рис. 9, *б*).



а



б

Рис. 9. Трехфазная ЛЭП (а) и информационная линия (б)

Тогда комплексы амплитуд ЭДС, наводимых фазами 1, 2 и 3 в информационной линии:

$$E_1 = \omega M_1\ \dot{I}_1,\ E_2 = \omega M_2\ \dot{I}_2,\ E_3 = \omega M_1\ \dot{I}_3, \qquad (5)$$

где $\dot{I}_1, \dot{I}_2, \dot{I}_3$ – комплексы токов в фазах 1, 2 и 3.

Поскольку эти токи сдвинуты по фазе на $\pi/3$ (рис. 10), то, с учетом этих сдвигов, результирующая амплитуда ЭДС в измерительной линии будет такой:

$$E = E_2 - E_{13} = E_2 - E_1 = \omega(M_2 - M_1)I,$$

где I – амплитуды фазных токов. Это выражение с учетом (5) принимает вид:

$$E = \frac{\mu_0}{2\pi}\omega I\left(\ln\left(1+\frac{d}{a}\right) - \ln\left(1+\frac{d}{\sqrt{a^2+h^2}}\right)\right).$$

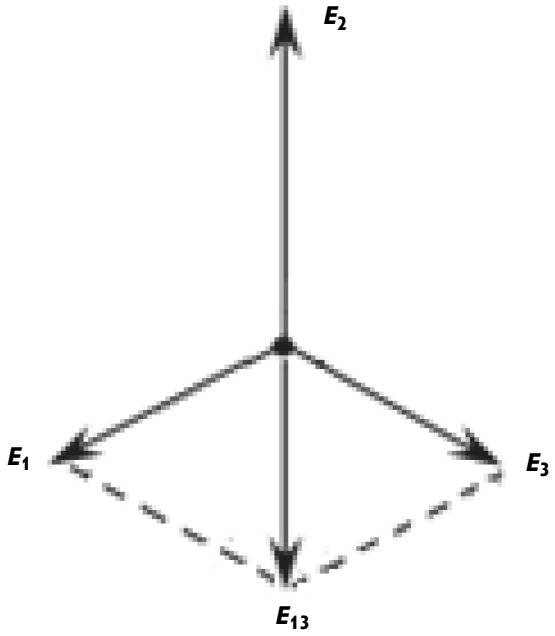


Рис. 10. Векторная диаграмма ЭДС, наводимых фазами ЛЭП в информационной линии

Оно упрощается, если принять, что расстояние между проводами измерительной линии $d << h$. Тогда учитывая, что $\ln(1+\varepsilon) \approx \varepsilon$, получаем:

$$E = \frac{\mu_0}{2\pi}\omega I\left(\frac{d}{a} - \frac{dh}{a^2+h^2}\right) = \frac{\mu_0}{2\pi}\omega I d\left(\frac{1}{a} - \frac{h}{a^2+h^2}\right). \qquad (6)$$

Сделаем численную оценку амплитуды ЭДС в информационной линии по формуле (6) при следующих исходных параметрах:

$a = 6$ м, $h = 8$ м, $d = 0{,}2$ м,
$\omega = 314$ рад/с, $I = 600$ А, $\mu_0 = 4\pi\cdot10^{-7}$ Гн/м.

Это дает $E \approx 0{,}65$ мВ/м.

Из проведенного анализа следует, что для некоторых конструкций подвесок взаимоиндукции между проводами могут отсутствовать, это обусловлено тем, что для индукции ЭДС в проводнике необходимо, чтобы магнитный поток охватывал не только проводник, но замкнутую электрическую цепь с проводником. Кроме того, для линий, между которыми существовала обратная связь – взаимоиндукция эффект влияния отключенной линии на рабочую линию практически очень мал. Результаты исследования могут быть использованы при проектировании систем электроснабжения и приборов контроля и диагностики воздушных линий.

Литература

1. Нейман Л. Р., Демирчян К. С. Теоретические основы электротехники. – Л.; Энергоиздат, 1981. – 533 с.
2. Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники. – М.: Высшая школа, 1984. – 559 с.
3. Каплянский А. Е., Лысенко А. П., Полотовский Л. С. Теоретические основы электротехники. – М.: Высшая школа, 1972. – 448 с.
4. Каганов З. Г. Электрические цепи с распределенными параметрами и цепные схемы. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 248 с.
5. Костенко М. В., Перельман Л. С., Шкарин Ю. П. Волновые процессы и электрические помехи в многопроводных линиях высокого напряжения. – М.: Энергия, 1973. – 270 с.

Analysis of mutual inductions in a three-phase transmission line

A. A. Shilin,
Volgograd State Technical University, Russia, PhD, associate professor

V. K Mikhailov,
Volgograd State Technical University, Russia, PhD

We conducted the analysis of electromagnetic connections between wires in a three-phase power supply transmission line. Mutual inductance can be found even in disconnected wires which can be unsafe for operational personnel and affect the operations of power monitoring devices. This research presents a quantitative analysis of induced EMF in disconnected wires in emergency conditions for various designs of supports and wire suspensions.

Keywords: *three-phase power supply system, emergency mode, mutual inductance.*

УДК 621.18

Технологическое регулирование выбросов ПАУ и золы твердого топлива котельных установок

М. С. Иваницкий,
филиал НИУ МЭИ в г. Волжском,
доктор технических наук, доцент

В продолжение исследований экологической и энергетической безопасности тепловых электрических станций и котельных («Энергобезопасность и энергосбережение», № 2, 2025 г.) предлагается определение удельных выбросов золы твердого топлива для обоснования технологических показателей выбросов вредных загрязняющих веществ. Для более детальной оценки негативного влияния выбросов золы твердого топлива на окружающую среду выполнено определение концентраций высокотоксичных полициклических ароматических углеводородов в дымовых газах котлов при сжигании каменного, бурого угля, фрезерного торфа и древесных отходов.

Ключевые слова: *экологическая безопасность, малые котельные, технологическое нормирование, наилучшие доступные технологии, золоулавливание, полициклические ароматические углеводороды.*

Природоохранная деятельность в энергетической отрасли основана на реализации государственной политики, предусматривающей принципы технологического регулирования вредных (загрязняющих) выбросов, образующихся в результате сжигания органического топлива в паровых и водогрейных котлах ТЭС и котельных различной тепловой мощности. В свою очередь, выполнение указанных требований связано с практическим внедрением на энергетических предприятиях наилучших доступных технологий, обеспечивающих установленные нормативные значения допустимых выбросов маркерных веществ (оксиды азота, диоксид серы, монооксид углерода, зола твердого топлива) в зависимости от вида сжигаемого топлива с учетом технического состояния топливосжигающих установок, в том числе для ранжирования введены критерии разделения технологических объектов на IV категории по степени негативного воздействия на окружающую среду.

С 2014 года предприятиями теплоэнергетики, отнесенными к I категории и оказывающими значительное негативное влияние на окружающую среду, начата работа по подготовке документов для подачи заявок на получение комплексного экологического разрешения с учетом установления технологических нормативов выбросов маркерных веществ [1]. Таким образом, комплексные экологические разрешения получают предприятия, которые обеспечивают требования по технологическим показателям наилучших доступных технологий. Важно заметить, что технологические показатели и наилучшие доступные технологии представлены в утвержденных информационно-технических справочниках, которые постоянно актуализируются в условиях изменяющихся требований нормативно-правовой базы. С учетом значений массовых выбросов маркерных веществ и их вредности важной является проблема обоснования необходимости установления новых технологических показателей и наилучших доступных технологий для теплоэнергетических объектов [2]. Кроме того, для технологических объектов I категории установлены требования по определению нормативов допустимых выбросов высокотоксичных веществ, характеризующихся канцерогенными и мутагенными свойствами, к которым относятся некоторые представители полициклические ароматические углеводороды (ПАУ). Учет показателей частной вредности маркерных и высокотоксичных веществ позволяет совершенствовать подход к оценке экологической безопасности работы действующих ТЭС и котельных, что в некоторой степени, связано с усилением взаимного негативного влияния загрязняющих веществ на окружающую среду и человека [3, 4].

Анализ требований ИТС 38-2017 показывает, что установленные фактические уровни выбросов золы твердого топлива в атмосферу не обеспечивает реализацию задач национальных проектов, обусловленных внедрением наилучших доступных технологий на отечественных энергетических предприятиях. В связи с этим ускоренная актуализация действующего ИТС 38-2017 была направлена, в первую очередь, на установление технологических показателей реально достижимых на тепловых электростанциях и в котельных. При этом для обеспечения установленных технологических показателей актуализированные информационно-технические справочники должны содержать эффективные и перспективные природоохранные технологии, практическое внедрение которых на ТЭС и в котельных позволяет получить энергетическим предприятиям льготы на экологические платежи [2].

Целью данной работы является повышение экологической безопасности работы котельных установок малой тепловой мощности (менее 20 Гкал/ч) на основе оценки массовых и удельных выбросов золы твердого топлива и ПАУ для обоснования и внедрения наилучших доступных технологий на энергетических предприятиях.

Как было отмечено ранее, повышение экологической безопасности энергетических предприятий, которые эксплуатируют котельные установки различной тепловой мощности, осуществляется посредством внедрения наилучших доступных технологий, обеспечивающих нормативные значения технологических показателей выбросов вредных (загрязняющих) выбросов в атмосферу. Поэтому в работе детально рассмотрены основные технологические и режимные параметры паровых и водогрейных котлов, влияющие на массовые выбросы вредных веществ. Проанализированы режимно-технологические параметры, технико-экономические показатели паровых и водогрейных котлов, теплотехнические характеристики топлива и объемные теплонапряжения топочного объема (Е-1-9Р (каменный уголь, q_v = 455 кВт/м^3), КРШ-6,5-13 (каменный уголь, q_v = 220 кВт/м^3), ВВД 140-13 (бурый уголь, q_v = 175 кВт/м^3), ДКВР-10-13-250 (фрезерный торф, q_v = 245 кВт/м^3), КЕ-6,5-14МТ (древесные отходы, q_v = 205 кВт/м^3 кВт/м^3), ДКВР--4-13 (каменный и бурый уголь, q_v = 245 кВт/м^3), ДКВР-20-13-250 (каменный и бурый уголь, q_v = 390 кВт/м^3), ДКВР-6,5-23 (каменный и бурый уголь, q_v = 255 кВт/м^3), КЕ-10-14С (каменный и бурый уголь, q_v = 344 кВт/м^3), КВ-ТС-4 (каменный и бурый уголь, q_v = 285 кВт/м^3) [5].

На рис. 1 представлены значения КПД котлов малой тепловой мощности при сжигании различных видов органического топлива (каменного и бурого угля, древесных отходов, фрезерного торфа). Эффективность сжигания топлива определяет резервы снижения выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферу.

На основе методических указаний [6] были выполнены расчеты концентраций и массовых выбросов золы твердого топлива и ПАУ, представленных бенз(а)пиреном, в дымовых газах котлов малой тепловой мощности, сжигающих твердое топливо (каменный и бурый уголь (варианты), древесные отходы, фрезерный торф). Кроме того, для сопоставления полученных результатов выполнена расчетная оценка удельных выбросов бенз(а)пирена и золы твердого топлива в дымовых газах, характеризующих неполноту сгорания топлива.

Следует отметить, что концентрация золы твердого топлива в продуктах сгорания не зависит от режимно-технологических факторов топочного процесса и поэтому определяется расчетным путем в пересчете на стандартные условия. Виду того, что в ИТС 38-2017 были определены завышенные технологические показатели выбросов золы твердого топлива, поэтому для большинства угольных ТЭС отсутствовала необходимость во внедрении НДТ, вследствие чего предложенные технологические показатели не были утверждены соответствующим приказом Минприроды. Определение новых технологических показателей и НДТ для их обеспечения было запланировано на 2024 год в рамках актуализации ИТС 38-2017, однако выполнено в 2022 году [7].

В настоящее время для обеспечения технологических показателей выбросов золы твердого топлива на

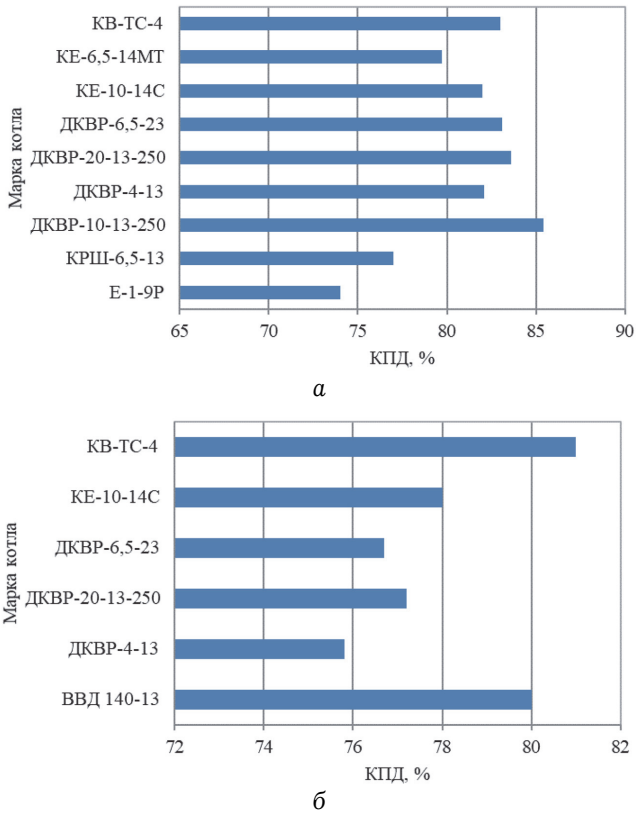


Рис. 1. КПД котлов малой тепловой мощности при сжигании различных видов органического топлива:
а — при сжигании каменного угля, древесных отходов и фрезерного торфа;
б — при сжигании бурого угля

энергетических предприятиях применяются и/или рекомендованы к использованию наилучшие доступные технологии мокрые скрубберы с коагулятором Вентури, технологии эмульгирования, электрические фильтры, рукавные и комбинированные двухступенчатые фильтры. Указанные технологии золоулавливания характеризуются степенью золоудаления от 97 до 99,9 %. Отметим, что для обеспечения технологических показателей в ранее действующем ИТС 38-2017 степень золоудаления должна находиться в пределах 97–98 %. При этом для сравнения требованиями ГОСТ Р 50831-95, введенного в действие в 1995 году, предусматривалось внедрение эффективного оборудования газоочистки для снижения выбросов золы твердого топлива не менее, чем на 99 % [8, 9].

При определении загрязнения окружающей среды золой твердого топлива расчеты необходимо проводить исходя из приведенной зольности $A^r = A^r/Q$, учитывающей низшую теплотворную способность топлива. Технологические показатели выбросов золы твердого топлива согласно ГОСТ Р 50831-95 для котлов с входной тепловой мощностью менее 300 МВт при $A^r < 10$ % – 150 мг/м^3, $10\ \% < A^r \le 20\ \%$ – 150 – 250 мг/м^3, $A^r > 20\ \%$ – 250 мг/м^3, для котлов с входной тепловой мощностью 300 МВт и более при $A^r < 10$ % – 50 мг/м^3, $10\ \% < A^r \le$ $\le 20\ \%$ – 50 –150 мг/м^3, $A^r > 20\ \%$ – 150 мг/м^3 [2]. Для обеспечения реально достижимых технологических показателей выбросов золы твердого топлива на дей-

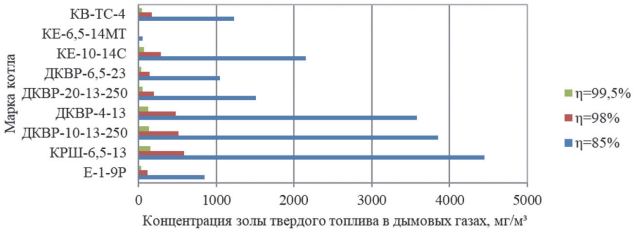
ствующих ТЭС и в котельных с учетом эффективности золоудаления рекомендуется использование электрофильтров, рукавных фильтров и универсальных двухступенчатых комбинированных фильтров, практический опыт использования которых на отечественных энергетических предприятиях показал перспективность их эффективного применения [10].

Для обоснования новых перспективных технологических показателей выбросов золы твердого топлива при использовании современных установок золоулавливания, представленных в ИТС 38-2022 и перечных наилучших доступных технологий, необходимо учитывать реально достижимые уровни выбросов золы на ТЭС и котельных.

Таким образом, полученные результаты могут быть использованы энергетическими предприятиями для обоснования технологических показателей выбросов золы твердого топлива котельных установок малой тепловой мощности и внедрения наилучших доступных технологий.

Согласно установленным требованиям природоохранного законодательства, выбросы загрязняющих веществ на объектах технологического нормирования I категории должны подлежать непрерывному (круглосуточному) контролю и учету, тем самым, фактические значения выбросов не должны превышать технологические показатели, указанные в ИТС 38-2022. Для аналитического определения ПАУ в дымовых газах котлов применяют методы хроматографического детектирования компонентов газовой пробы [11, 12]. В соответствии с результатами анализа нормативно-правовой базы и законодательных актов можно сделать вывод о том, что для обеспечения новых экологических требований, предъявляемых к технологическим объектам, энергетические предприятия должны внедрять новые технологии, основанные на принципах наилучших доступных технологий, и модернизировать имеющееся малоэффективное золоулавливающее оборудование. Технологические показатели выбросов золы твердого топлива согласно актуализированного ИТС 38-2022 для котлов с входной тепловой мощностью менее 500 МВт (паропроизводительностью менее 670 т/ч) не должны превышать 250 мг/м^3, для котлов с входной тепловой мощностью от 500 МВт и более (паропроизводительностью от 670 т/ч и более) составляет 150 мг/м^3. Указанные значения технологических показателей рекомендованы для котельных установок, введенных в эксплуатацию в период с 01.01.2001 по 31.12.2025. В свою очередь, котельные установки, введенные в эксплуатацию с 01.01.2026 года должны обеспечивать следующие технологические показатели выбросов золы твердого топлива: для котлов с входной тепловой мощностью менее 300 МВт (паропроизводительностью менее 420 т/ч) при $A^r < 10$ % – 150 мг/м^3, $10\ \% < A^r \le 20\ \%$ – 150 – 250 мг/м^3, $A^r > 20$ % – 250 мг/м^3, для котлов с входной тепловой мощностью от 300 МВт и более (паропроизводительностью от 420 т/ч и более) при $A^r < 10$ % – 50 мг/м^3, $10\ \% < A^r \le 20\ \%$ – 50 – 150 мг/м^3, $A^r > 20$ % – 150 мг/м^3. Технологические показатели выбросов золы твердого топлива принимаются путем интерполяции значений в указанных пределах зольности топлива [2]. Реализация поставленных целей по установлению новых более жестких нормативов выбросов золы твердого топлива направлена на выполнение ключевых задач национального проекта «Экология», одной из которых является снижение негативного воздействия объектов теплоэнергетики на окружающую среду и человека. В работе выполнена оценка содержания и удельных выбросов золы твердого топлива и ПАУ в дымовых газах паровых и водогрейных котлов для обоснования технологических показателей выбросов загрязняющих веществ и внедрения наилучших доступных технологий на энергетических предприятиях.

На рис. 2 представлены результаты определения концентрации золы твердого топлива в дымовых газах котлов малой тепловой мощности при сжигании каменного и бурого угля, древесных отходов и фрезерного торфа с учетом степени золоулавливания в системе газоочистки (батарейный циклон: $\eta = 85$ %, электрофильтра: $\eta = 98$ %, комбинированный (двухступенчатый) фильтр $\eta = 99{,}5$ %).

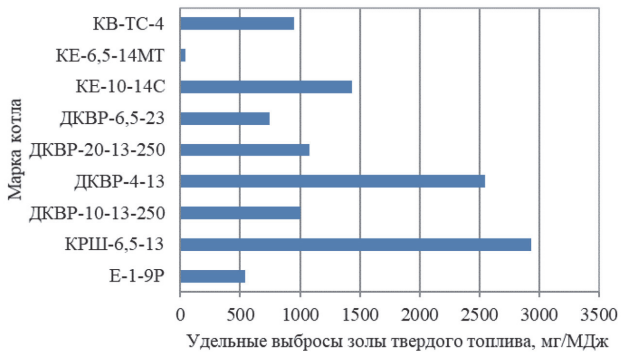


а

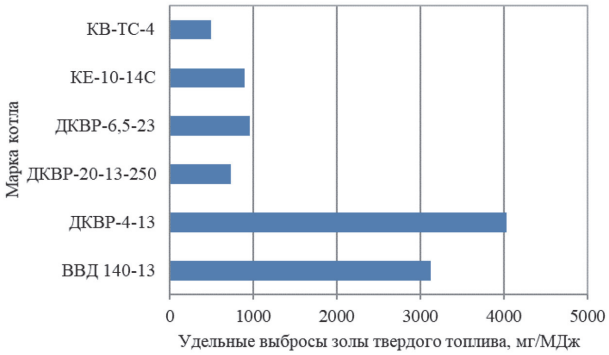
б

Рис. 2. Концентрация золы твердого топлива в дымовых газах котлов малой тепловой мощности:
а – при сжигании каменного угля, древесных отходов и фрезерного торфа;
б – при сжигании бурого угля

Определение выбросов выбросы золы твердого топлива в дымовых газах котлов выполнено для сопоставления экологических показателей, полученных с учетом различных теплотехнических характеристик органического топлива и конкретных режимных параметров топливосжигающих установок, а также выбора наилучших доступных технологий. Удельные выбросы золы твердого топлива при сжигании каменного и бурого угля, древесных отходов и фрезерного торфа, полученные в результате расчетов с учетом степени золоулавливания в батарейном циклоне равной $\eta = 85$ %, показаны на рис. 3.



а



б

Рис. 3. Удельные выбросы золы твердого топлива в дымовых газах котлов малой тепловой мощности:
а – при сжигании каменного угля, древесных отходов и фрезерного торфа;
б – при сжигании бурого угля

Результаты расчетного определения концентрации золы твердого топлива в продуктах сгорания котлов показали, что применение батарейных циклонов не позволяет обеспечивать технологические показатели, установленные ИТС 38-2022. Расчетные значения концентрации золы твердого топлива для условий сжигания каменного угля в 3,4 17,8 раза, а при использовании бурого угля в 2,4 21,1 раза превышают утвержденные в ИТС 38-2022 технологические показатели.

В ходе расчетов установлено, что наибольшие удельные выбросы золы твердого топлива, равные 2935 мг/МДж, определены для парового котла КРШ-6,5-13 при сжигании каменного Кузнецкого угля марки Г, Р, СШ, а также для парового котла ДКВР-4-13 при использовании Подмосковного бурого угля марки Б2, Р, ОМСШ которые составили 4025 мг/МДж, как это показано на рис. 3. Следует отметить, что вариант сжигания древесных отходов с низшей теплотой сгорания топлива Q^r = 18,14 МДж/кг в паровом котле КЕ-6,5-14МТ характеризуется удельными выбросами золы твердого топлива, равными 40 мг/МДж, а в случае горения фрезерного торфа с теплотворной способностью Q^r = 8,12 МДж/кг в паровом котле ДКВР-10-13-250 удельные выбросы золы твердого топлива составили 1000 мг/МДж.

На рис. 4 представлены результаты определения ПАУ в дымовых газах котлов малой тепловой мощности.

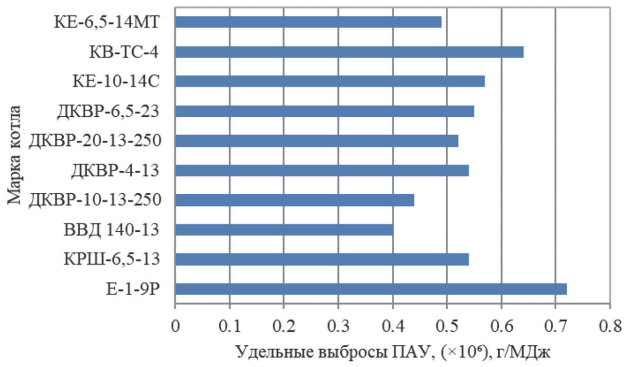


Рис. 4. Удельные выбросы ПАУ котлов малой тепловой мощности

Анализ данных, представленных на рис. 4 показывает, что удельные выбросы ПАУ в дымовых газах котлов малой тепловой мощности в зависимости от марки сжигаемого угля изменяются в диапазоне $0{,}4 \div 0{,}72 \cdot 10^{-6}$ г/МДж. Важно отметить, что наибольшим значениям удельных выбросов золы твердого топлива для парового котла КРШ-6,5-13 при использовании каменного Кузнецкого угля марки Г, Р, СШ и для котла ДКВР-4-13 в условиях сжигания Подмосковного бурого угля марки Б2, Р, ОМСШ соответствуют удельные выбросы ПАУ, равные $0{,}54 \cdot 10^{-6}$ г/МДж. Сжигание каменного Кузнецкого угля марки Г, Р, СШ с низшей теплотой сгорания топлива Q^r = 26,13 МДж/кг в котле Е-1-9Р характеризуется минимальными из рассматриваемых вариантов удельными выбросами золы твердого топлива, равными 543 мг/МДж, но при этом максимальными значениями удельных выбросов ПАУ, которые превышают аналогичные высокотоксичные выбросы для котла ДКВР-4-13 в среднем на 30 %, что в некоторой степени объясняется обратной корреляционной связью между значениями концентраций ПАУ и золы твердого топлива в процессе их образования и выгорания в топочной камере, а также конверсионными процессами, происходящими в газовом тракте котельных установок [12–15]. Для более детальной оценки совместного влияния маркерных и высокотоксичных веществ на степень загрязнения окружающей среды котлами малой тепловой мощности (менее 20 Гкал/ч) необходимо определить вклад частных показателей вредности ПАУ и золы твердого топлива в суммарный показатель токсичности дымовых газов.

Таким образом, результаты исследования могут быть применены предприятиями теплоэнергетики для разработки воздухоохранных (первоочередных) мероприятий на стадии сжигания топлива в паровых и водогрейных котлах малой тепловой мощности для снижения негативного воздействия на окружающую среду.

Проведенный анализ отражает исследование нормативно-правовой и законодательной базы, регламентирующей установление технологических показателей золы твердого топлива при сжигании

топлива в котельных установках энергетических предприятий. Выполнены расчеты концентраций золы твердого топлива в продуктах сгорания котельных установок малой тепловой мощности при сжигании различных видов органического топлива (каменного и бурого угля, древесных отходов, фрезерного торфа). Полученные результаты могут быть использованы энергетическими предприятиями для обоснования технологических показателей выбросов золы твердого топлива ТЭС и котельных.

Литературы

1. Федеральный закон РФ № 219-ФЗ от 21.07.2014. О внесении изменений в Федеральный закон «Об охране окружающей среды» и отдельные законодательные акты Российской Федерации».

2. ИТС 38-2022. Информационно-технический справочник по наилучшим доступным технологиям. Сжигание топлива на крупных установках в целях производства энергии. – М.: Бюро НДТ, 2022.

3. Приказ Минприроды РФ № 89 от 14.02.2019. Об утверждении Правил разработки технологических нормативов.

4. Приказ Минприроды РФ № 666 от 17.12.2018. Об утверждении правил разработки программы повышения экологической эффективности.

5. Справочник по котельным установкам малой производительности / Под ред. К. Ф. Роддатиса. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.

6. Методика определения выбросов загрязняющих веществ в атмосферу при сжигании топлива в котлах производительностью менее 30 тонн пара в час или менее 20 Гкал в час. – М., 1999.

7. Мешалкин В. П., Росляков П. В., Гусева Т. В., Дови В. Дж. Новые технологические показатели выбросов золы твердого топлива и диоксида серы для тепловых электростанций и наилучшие доступные технологии очистки газов / / Экология и промышленность России. – 2021. – Т. 25. – № 8. – С. 40–46.

8. Росляков П. В., Гусева Т. В., Mikaelsson A. Обоснование выбора новых технологических показателей выбросов золы твердого топлива и оксидов серы для российских ТЭС и обеспечивающих их наилучших доступных технологий / / Электрические станции. – 2021. – № 8 (1081). – С. 2–13.

9. Росляков П. В., Кондратьева О. Е., Дмитренко В. В., Рудомазин В. В. Особенности актуализированного информационно-технического справочника ИТС 38-2022 «Сжигание топлива на крупных установках в целях производства энергии» / / Электрические станции. – 2022. – № 12 (1097). – С. 42–50.

10. Росляков П. В., Сибгатуллина А. А. Оценка затрат внедрения наилучших доступных технологий золоулавливания на угольных тепловых электростанциях / / Вестник Московского энергетического института. – 2023. – № 3. – С. 119–129.

11. Филиппов С. П., Павлов П. П., Кейко А. В., Горшков А. Г., Белых Л. И. Экспериментальное определение выбросов сажи и ПАУ котельными и домовыми печами / / Известия РАН. Энергетика. – 2000. – № 3. – С. 107–117.

12. Теплицкая Т. А. Методы количественного анализа ПАУ для фонового мониторинга загрязняющих веществ / / Проблемы фонового мониторинга состояния природной среды. – 1986. – № 4. – С. 257–262.

13. Иваницкий М. С., Грига А. Д. Оценка мощности выбросов бенз(а)пирена при сжигании пылеугольного топлива в топках котлов / / Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2013. – Т. 9. – № 5–1. – С. 64–67.

14. Иваницкий М. С. Численное моделирование рассеивания выбросов бенз(а)пирена от топливосжигающих установок / / Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология. – 2015. – № 22. – С. 70–76.

15. Иваницкий М. С. Построение монооксидоуглеродной модели для расчета содержания бенз(а)пирена в уходящих газах пылеугольных котлов / / Вестник Московского энергетического института. – 2016. – № 3. – С. 23–28.

Technical regulations of polycyclic aromatic hydrocarbons in small boiler emissions and ash

M. S. Ivanitskiy,
The Volzhskiy Branch of MPEI, Russia, Doctor of Science, associate professor

In continuation of the previously published research results on environmental safety (issue #2 2025), this research is determining specific emissions of coal ash as technology indicators of highly toxic substances emitted by fuel-burn boilers. To find a detailed estimation of the ash emissions toxic effect we found concentrations of polycyclic aromatic hydrocarbons emitted during burning od black and brown coal, milled peat, and wood waste.

Keywords: *environmental safety, small boilers, technical regulations, the best available technology, ash management, polycyclic aromatic hydrocarbons.*

УДК 621.039:62-622

Оценка капитальных вложений и эксплуатационных затрат в основные элементы замкнутого водородного цикла

А. Н. Егоров,
НОЦ «Энергетические системы и комплексы» СГТУ имени Гагарина Ю. А., Федеральный исследовательский центр «Саратовский научный центр РАН», старший научный сотрудник, кандидат технических наук

Д. М. Аношин,
НОЦ «Энергетические системы и комплексы» СГТУ имени Гагарина Ю. А., Федеральный исследовательский центр «Саратовский научный центр РАН», лаборант-исследователь

Д. А. Макаров,
НОЦ «Энергетические системы и комплексы» СГТУ имени Гагарина Ю. А., Федеральный исследовательский центр «Саратовский научный центр РАН», лаборант-исследователь

Проведены оценка и анализ капитальных вложений и эксплуатационных затрат в основные элементы замкнутого водородного цикла при различных вариантах его реализации в рамках водородного энергокомплекса на АЭС. Для этого проведен инженерный и поверочный расчет конструкций и теплообменных поверхностей с учетом заданных параметров и компоновки. Определена недисконтированная себестоимость производства электроэнергии в первый год эксплуатации. Как показали расчеты, рабочее давление замкнутого водородного цикла ниже 3 МПа является сложно реализуемым, в том числе с точки зрения работоспособности тепломеханического оборудования. При этом максимальное рабочее давление ограничено технологическими особенностями получения водорода методом электролиза воды. Наиболее перспективными вариантами использования энергии водородного топлива является подогрев питательной воды после подогревателя высокого давления и перегрев пара. При перегреве пара, который затем направляется на дополнительную влажнопаровую паротурбинную установку, достигается наибольший прирост дополнительной мощности. При этом обеспечивается конкурентоспособная и наименьшая среди сравниваемых вариантов себестоимость производства дополнительной пиковой электроэнергии.

Ключевые слова: *ядерная энергетика, водородная энергетика, электролиз воды, аккумулирование энергии, замкнутый водородный цикл, технико-экономическая эффективность.*

Использование водорода как энергоносителя в энергетике сопряжено с возможностью генерации пара или перегрева рабочего тела электрических станций высокотемпературным паром, образующимся в результате окисления водорода кислородом. Это приводит к повышению мощности и КПД станций [1–3]. Одним из основополагающих факторов в оценке эффективности водородных энергокомплексов является полнота сжигания водорода в кислородной среде при различных схемно-параметрических условиях [4–6]. Разработанный авторами способ сжигания водородного топлива с избытком окислителя в замкнутом водородном цикле, в том числе для перегрева основного пара АЭС снижает вероятность попадания водорода в основной цикл энергоблока [7]. Это достигается за счет полного окисления водорода и отсутствия перемешивания высокотемпературного пара с рабочим телом энергоблока АЭС.

Использование энергии водородного топлива в основном цикле АЭС эффективнее ее использования в дополнительной маломощной паротурбинной установке по причинам отсутствия капиталовложений в маломощную паровую турбину (включая все вспомогательное оборудование и сейсмостойкое здание) и большего коэффициента полезного действия основной паротурбинной установки по сравнению с малой потенциально возможной. Однако использование водородного топлива в основном цикле АЭС требует особого внимания и дополнительных затрат на обеспечение безопасности в связи с близостью реакторного оборудования атомной электростанции.

Принципиальная схема способа реализации замкнутого цикла сжигания водородного топлива представлена на рис. 1 [8].

Разработанное техническое решение позволяет отказаться от неэффективного охлаждения продуктов сгорания балластировочной водой. Кроме того, избыток окислителя обеспечивает полноту сгорания водорода. Сжигание водорода осуществляется в камере сгорания (КС) 2. Перегретый в 1 пар поступает в основную или дополнительную паротурбинную установку (ПТУ) АЭС. Непрореагировавший и/или

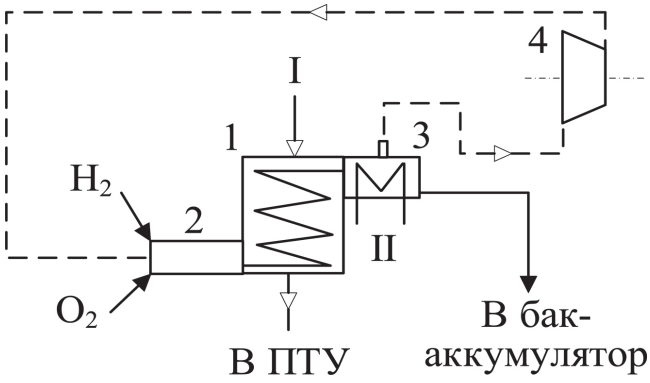


Рис. 1. Схема реализации замкнутого водородного цикла:
1 — парогенератор (пароперегреватель);
2 — камера сгорания;
3 — теплообменник-конденсатор;
4 — компрессор;
I — подача воды или пара;
II — отвод тепла

избыточный кислород направляется в камеру сгорания 2 вместе с неконденсирующимися газами после конденсации греющей среды в теплообменнике-конденсаторе 3. Таким образом, также появляется возможность использовать избыток кислорода, который добавляется в цикл один раз в начале работы системы и циркулирует в замкнутом контуре, требуя периодической незначительной подпитки.

Температура газов после водород-кислородной камеры сгорания составляет более 2700 °С, что не позволяет использовать их сразу для подогрева воды или производства пара из-за необходимости применения в теплообменном оборудовании дорогостоящих жаропрочных материалов. Для решения этой проблемы предполагается использовать последовательное охлаждение продуктов сгорания в трех ступенях замкнутого водородного цикла. Далее проведен инженерный и поверочный расчет конструкций и теплообменных поверхностей, что с учетом заданных параметров и компоновки, позволит оценить капитальные вложения и эксплуатационные затраты в основные элементы замкнутого водородного цикла.

1 ступень служит для понижения температуры газов после камеры сгорания до параметров, при которых возможна эксплуатация теплообменного оборудования при использовании стандартных материалов. В настоящей работе конечная температура газов на выходе из 1-й ступени принята на уровне 1000 °С, при большей температуре может начаться процесс диссоциации водяного пара, что в значительной мере повлияет на безопасность водородного цикла. Конструктивно 1 ступень представляет собой теплообменник типа «труба в трубе». При этом внутри проходят продукты сгорания после КС, а во внешней трубе – охлаждающая жидкость – вода. Начальная температура охлаждающей воды, например, при давлении 7 МПа составляет 26,85 °С, а конечная 265 °С. Важно не допускать кипения охлаждающей воды, по этой причине принимается запас 20 °С до температуры насыщения. В качестве материала для изготовления теплообменной поверхности 1-й ступени выбрана сталь марки 12ХМФ. Данная сталь является жаропрочной, и получила широкое применение, например, в экранных трубах газомазутных паровых котлов [9]. Важным параметром является поддержание температуры стенки теплообменной трубы в допустимых пределах. Интенсивное окалинообразование и снижение эффективности и надежности работы данной стали наступает при превышении 600 °С.

Исходные данные для расчета основных конструктивных характеристик 1-й ступени приведены в табл. 1. Рассмотрены варианты с различным рабочим давлением продуктов сгорания после КС (0,2...1...3...5...7 МПа).

Таблица 1

Исходные данные к расчету первой ступени замкнутого водородного цикла

Конструкционные параметры					
Внутренний диаметр по охлаждающей среде, мм	80				
Внешний/внутренний диаметр по нагревающей среде, мм	74,5/70				
Коэффициент теплопроводности стали 12ХМФ, Вт/(м·°С)	35				
Предельная температура стали 12ХМФ, °С	600				
Параметры греющей среды					
Давление, МПа	0,2	1	3	5	7
Начальная/конечная температура, °С	2727 / 1000				
Суммарный расход, кг/с	36				
Удельный объем, $м^3$/кг [10]	7,804	1,478	0,4825	0,2876	0,2091
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С) [10]	2,24	1,285	0,953	0,846	0,791
Изобарная теплоемкость, кДж/(кг·°С) [10]	14,04	9,095	7,141	6,477	6,116
Энтальпия, кДж/кг [11]	14448	14123	13310	12496	11683
Параметры нагреваемой среды					
Давление, МПа	7				
Начальная/конечная температура, °С	26,85 / 265				

В соответствии с методикой расчета теплообменного оборудования типа «труба в трубе», приведенной в [12], произведен расчет требуемой площади поверхности теплообмена с учетом исходных данных из табл. 1. Характерные результаты оценки площади поверхности нагрева и температуры стенки теплообменных трубок в условиях варьирования давления греющей среды отражены в табл. 2. С целью обеспечения приемлемой скорости продуктов сгорания (до 25 м/с) используется их равномерное распределение по кассете охлаждающих труб.

Как видно из табл. 2, из-за уменьшения плотности газов с понижением давления требуется значительное большее количество теплообменных труб для обеспечения приемлемых скоростей. К примеру, при давлении газов 0,2 МПа и одной теплообменной трубки расчетная скорость достигнет гиперзвуковых значений, что неприемлемо. При этом, для обеспечения приемлемой скорости потребуется 2920 теплообменных трубок, а площадь поверхности теплообмена составит порядка 16 тыс. м^2, что делает такой вариант трудно реализуемым с технологической точки зрения. Схожая ситуация наблюдается при давлениях менее 3 МПа. Для обеспечения приемлемых скоростей возможно увеличение диаметра внутренней трубы. Однако при 0,2 МПа диаметр внутренней трубы должен составлять около 0,62 метров, что также неприемлемо. При этом необходимо учитывать, что проблема скорости греющего теплоносителя при малых давлениях возникнет и в последующих ступенях. Кроме того, при низких давлениях греющей среды возрастают площади поверхности теплообмена, что будет вести к большим капиталовложениям и массогабаритным показателям.

2 ступень используется для подведения дополнительного тепла в основной или дополнительный паровой цикл АЭС. В этих целях рассматривается применение классического кожухотрубного теплообменника, в межтрубном пространстве которого находятся греющие газы, а в теплообменных трубках течет нагреваемая среда. Рассматривается четыре варианта реализации:

Таблица 2

Результаты расчета первой ступени замкнутого водородного цикла

Давление греющей среды, МПа	0,2	1	3	5	7
Количество теплообменных труб, шт	2920	553	181	108	80
Тепловая мощность, МВт	353,1	312,1	312,3	312,5	312,7
Расход нагреваемой среды, кг/с	1588	328,2	300,2	272,3	244,3
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С)	12,9	28,6	54,5	74,4	89,0
Средняя плотность теплового потока, Вт/м^2	21563	45980	87483	119297	142750
Площадь поверхности теплообмена, м^2	16371	7425	3570	2374	1781
Температура стенки трубки со стороны греющей среды, °С	546	465	433	412	407

Таблица 3

Исходные данные к расчету второй ступени замкнутого водородного цикла

Вариант	**I**	**II**	**III**	**IV**
Конструкционные параметры				
Внутренний диаметр теплообменной трубки, мм	16			
Толщина теплообменной трубки, мм	1,2			2
Кольцевой зазор между крайними трубками и корпусом, мм	10			
Относительный диаметр трубной решетки теплообменника, мм	14			48
Шаг трубной решетки теплообменника, мм	32			
Коэффициент теплопроводности стали 12ХМФ, Вт/(м·°С)	35			
Предельная температура стали 12ХМФ, °С	600			
Параметры греющей среды				
Давление, МПа	7			
Начальная/конечная температура, °С	1000/290			1000/400
Расход, кг/с	36			
Параметры нагреваемой среды				
Давление, МПа	6,8			
Начальная/конечная температура, °С	227/278,9	173,1/278,9	173,1/227	284/450
Скорость, м/с	10			7

I вариант – подогрев питательной воды до температуры близкой к температуре насыщения после подогревателей высокого давления (ПВД).

II вариант – частичное замещение ПВД и подогрев питательной воды до температуры близкой температуре насыщения.

III вариант – частичное замещение ПВД.

IV вариант – перегрев свежего пара из парогенераторов АЭС.

Используемые исходные данные для расчета кожухотрубчатого теплообменника второй ступени замкнутого водородного цикла в зависимости от варианта применения отражены в табл. 3:

Определение площади поверхности теплообмена кожухотрубчатого теплообменника, рассматриваемого в качестве второй ступени замкнутого водородного цикла, производится в соответствии с общепринятой методикой теплофизического и конструкторского расчетов, указанных, например, в [12]. Основные результаты проводимых расчетов в зависимости от варианта применения теплообменного аппарата сведены в табл. 4.

Наиболее близким аналогом тепломеханического оборудования 2 ступени на АЭС является ПВД (для вариантов I–III) и сепаратор-пароперегреватель (СПП) (для варианта IV). Согласно техническим характеристикам в качестве материала теплообменной поверхности используется сталь марки 03Х18Н10Т, однако, согласно нормативной документации, использование данной стали на АЭС допускается при температурном режиме до 350 °С. Однако температура стенки теплообменной трубки значи-

Таблица 4

Результаты расчета второй ступени замкнутого водородного цикла

Вариант	I	II	III	IV
Тепловая мощность, МВт	65,82			52,68
Расход нагреваемой среды, кг/с	259,6	133,1	273	102,2
Скорость греющей среды, м/с	11,46	21,48	21,48	8,729
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С)	722,9	1090	1090	450,4
Площадь поверхности теплообмена, м^2	337,3	181,8	173,8	419,4
Общая длина теплообменных трубок, м	17,1	9,166	8,766	2,673
Число ходов теплообменника, шт.	2		1	
Общее число теплообменных трубок, шт.	734		367	2775
Температура стенки трубки со стороны греющей среды, °С	449	451	442	586

Таблица 5

Исходные данные к расчету третьей ступени замкнутого водородного цикла

Вариант	I	II
Конструкционные параметры		
Внешний диаметр теплообменной трубки, мм	25	
Толщина теплообменной трубки, мм	1	
Число ходов в конденсаторе, шт.	2	
Коэффициент учета загрязнения теплообменной поверхности	0,9	
Поправка на размер теплообменных трубок	0,97	
Давление в конденсаторе, МПа	0,01	
Параметры греющей среды		
Начальная температура, °С	290	400
Расход, кг/с	36	
Величина переохлаждения конденсата, °С	2	
Параметры нагреваемой среды		
Давление, МПа	0,2	
Начальная/конечная температура, °С	22 / 45	
Скорость, м/с	2,5	

тельно превышает данное значение. По этой причине во второй ступени для изготовления теплообменной поверхности также используется сталь 12ХМФ. Конструктивные характеристики теплообменных трубок второй ступени приняты по аналогии со схожими теплообменными аппаратами современных АЭС, в настоящем исследовании по аналогии с ПВД (варианты I–III) и СПП (вариант IV).

Конечная температура греющей среды во второй ступени (варианты I–III) обусловлена недопущением конденсации в ней, т. к. это сильно бы усложнило конструкцию. Также при конденсации парогазовой смеси, полученной при сжигании водорода в среде кислорода, необходима система улавливания и удаления побочных газов (к примеру, эжектирование), реализация которой значительно проще в отдельной конденсационной ступени.

В случае же использования второй ступени для перегрева пара конечная температура греющей среды и пара подбиралась исходя из температурного режима стали (до 600°С) с условием обеспечения запаса до критической температуры.

3 ступень необходима для конденсации парогазовой смеси и удаления газов с подачей их на рециркуляцию. В качестве материала теплообменных труб принят титан. Данный материал используется в конденсаторах современных АЭС.

Принятые к использованию при расчете кожухотрубчатого теплообменного аппарата-конденсатора исходные данные внесены в табл. 5, в которой дополнительно учтено назначение предыдущей ступени системы теплообменного оборудования по вариантам: I – после ступени с реализацией подогрева воды до температуры насыщения после ПВД; II – после ступени с замещением промежуточного пароперегревателя.

Методика расчета кожухотрубчатого теплообменника с учетом реализации процесса конденсации греющей среды принята по данным [12], результаты вычисления необходимой площади поверхности теплообмена третьей ступени в зависимости от варианта назначения теплообменного аппарата, приведены в табл. 6.

Конструктивные характеристики теплообменных труб, коэффициент учета загрязнения и скорость охлаждаемой воды принята по аналогии с конденсаторами современных АЭС. Конечная температура охлаждающей воды ограничивается нормами, регламентирующими температуру сбросных вод.

Аналогичные расчеты определения конструктивных характеристик при разных вариантах использования второй и третьей ступени проведены для рабочего давления замкнутого водородного цикла 3 и 5 МПа. Давление 0,2 и 1 МПа не рассматривается из-за неадекватно большой требуемой площади поверхности теплообмена, затрудняющей реализацию замкнутого водородного цикла. Далее на основе определения основных конструктивных характеристик основных ступеней замкнутого водородного цикла проведена оценка стоимостных показателей и эксплуатационных затрат.

При определении капитальных вложений в первую ступень теплообменного оборудования с учетом затрат на изготовление и монтаж была частично использована методика, изложенная в [13], где определение конечной стоимости теплообменника заключалось в вычислении расхода стали на его производство посредством полученной площади теплообменной поверхности и известных по исходным данным толщины теплообменных трубок и марки стали.

В табл. 7 приведены основные исходные данные к расчету капитальных вложений в теплообменный аппарат первой ступени системы сжигания.

Основные результаты расчета капитальных затрат в теплообменный аппарат первой ступени отражены в табл. 8.

Расчет стоимости второй и третьей ступени проводился с учетом стоимостных показателей аналогичного по назначению оборудования современных АЭС. Эталонные стоимостные показатели принимались согласно официальному сайту закупок

Таблица 6

Результаты расчета третьей ступени замкнутого водородного цикла

Вариант	I	II
Конечная температура греющей среды, °С	43,81	
Тепловая мощность, МВт	103,4	111,5
Расход нагреваемой среды, кг/с	1076	1160
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С)	2994	
Средний логарифмический температурный напор, °С	101,9	175,5
Площадь поверхности теплообмена, м^2	338,8	212,1
Число теплообменных трубок, шт.	2084	2246
Длина теплообменных трубок, м	1,036	0,601

«АО Росэнергоатом». Информация о стоимости оборудования принята по закупке «Поставка комплекта основного теплотехнического оборудования турбоустановки, ее основных и вспомогательных систем для блоков № 1, 2» для АЭС «Руппур» [15].

При этом использовались поправочные коэффициенты на стоимость стали и площадь поверхности теплообмена. Т. к. в третьей конденсационной ступени замкнутого водородного цикла принят такой же материал, как и в конденсаторе АЭС, то в данном случае поправочный коэффициент не учитывается. Учтено также дополнительное и вспомогательное оборудование (задвижки, предохранительные и сильфонные клапаны и т. д.). Коэффициент учета стоимости доп. оборудования – 1,55. Доставка, монтаж и пусконаладочные работы приняты на уровне 20 % от суммарной стоимости оборудования. Также 20 % от итоговых капиталовложений составит строительство дополнительного помещения для размещения теплообменного оборудования. Результаты определения стоимостных показателей при давлении 7 МПа представлены в табл. 9.

Для изготовления теплообменной поверхности проектируемого оборудования принята сталь 12ХМФ с допустимой температурой работы до 600 °С, в отличие от, применяемой в оборудовании АЭС, 03Х18Н10Т с допускаемой температурой до 350 °С. Закупочная стоимость 12ХМФ составляет 175,2 тыс. руб. за тонну, 03Х18Н10Т – 524 тыс. руб. за тонну [14]. По этой причине для второй ступени поправочный коэффициент, учитывающий стоимость стали, составляет 0,34.

Аналогичные расчеты проведены для вариантов давлений 3, 5 и 7 МПа. Результаты определения суммарных стоимостных показателей при различных вариантах использования второй ступени в зависимости от рабочего давления замкнутого водородного цикла представлены на рис. 2.

С ростом давления в значительной мере растут и капиталовложения в основное тепломеханическое оборудование, при этом наибольшей стоимостью обладает вариант, при котором вторая ступень используется для перегрева свежего пара. Это связано с наибольшей площадью поверхности теплообмена, обусловленной использованием в качестве рабочих тел пара, коэффициент теплопроводности которого значительно ниже, чем для воды. Кроме того, стоимость СПП без учета пленочного сепаратора выше, чем ПВД. Наименьшей же площадью обладают варианты II и III. В данных вариантах достигается наибольший средний логарифмический температурный напор и соответственно наименьшая площадь теплообмена. Далее рассматривается наиболь-

Таблица 7

Исходные данные к расчету капитальных вложений в первую ступень замкнутого водородного цикла с учетом затрат на изготовление и монтаж

Давление греющей среды, МПа	3	5	7
Площадь поверхности теплообмена, м^2	3443	2483	1304
Толщина теплообменной трубки, мм	2,25		
Материал теплообменной трубки	12ХМФ		
Плотность материала теплообменной трубки, кг/м^3	7800		
Стоимость стали для изготовления теплообменных трубок, руб./т [14]	171964		
Тариф средних разрядов работы по изготовлению, руб./ч	500		
Тариф средних разрядов работы по монтажу, руб./ч	400		
Коэффициент учета прибыли завода металлоконструкций	1,15		
Коэффициент учета накладных расходов	1,083		
Коэффициент учета затрат на монтаж и дополнительное оборудование	1,86		

Таблица 8

Результаты расчета капитальных вложений в первую ступень теплообменного оборудования с учетом затрат на изготовление и монтаж

Давление греющей среды, МПа	3	5	7
Расход стали на изготовление теплообменных трубок, т	60,44	43,57	22,89
Трудоемкость изготовления теплообменного аппарата, руб./т	10,86	11,63	13,32
Трудоемкость монтажа теплообменного аппарата, руб./т	14,77	16,9	22
Стоимость смонтированного теплообменного аппарата, млн руб.	32,05	23,64	13,07
Инвестиции в металлургическую промышленность, млн руб.	25,98	18,73	9,84
Стоимость теплообменного аппарата, млн руб.	35,16	25,89	14,25

Таблица 9

Результаты определения стоимостных показателей 2 и 3 ступени замкнутого водородного цикла при рабочем давлении 7 МПа

2 ступень		
Вариант I		
Параметр	Проектируемый вариант	ПВД АЭС-1200
Площадь поверхности теплообмена, м^2	337,3	2828
Коэффициент учета поверхности теплообмена	0,119	
Закупочная стоимость 2025 г., млн руб.	39,8	536,6
Вариант II		
Площадь поверхности теплообмена, м^2	181,8	2828
Коэффициент учета поверхности теплообмена	0,06	
Закупочная стоимость 2025 г., млн руб.	21,5	536,6
Вариант III		
Площадь поверхности теплообмена, м^2	173,8	2828
Коэффициент учета поверхности теплообмена	0,061	
Закупочная стоимость 2025 г., млн руб.	20,5	536,6
Вариант IV		
Площадь поверхности теплообмена, м^2	419,4	2897
Коэффициент учета поверхности теплообмена	0,145	
Закупочная стоимость 2025 г., млн руб.	59,7	651,9
3 ступень		
Варианты I–III		
Площадь поверхности теплообмена, м^2	338,8	25250
Коэффициент учета поверхности теплообмена	0,013	
Закупочная стоимость 2025 г., млн руб.	8,6	638,9
Вариант IV		
Площадь поверхности теплообмена, м^2	212,1	25250
Коэффициент учета поверхности теплообмена		
Закупочная стоимость 2025 г., млн руб.	10,0	638,9

шее рабочее давление как наиболее эффективный с точки зрения стоимости оборудования вариант.

Значительную долю общих капиталовложений водородного энергокомплекса вносит система хранения водорода. Кроме того, повышенное рабочее давлением (до 7 МПа) обуславливает необходимость установки компрессорных агрегатов.

Основные исходные данные и результаты расчета необходимого количества емкостей хранения газообразных водорода и кислорода приведены в табл. 10. Расчет произведен в соответствии с методикой, представленной в [16].

В качестве основных исходных данных к определению стоимости емкостной системы хранения приняты параметры, приведенные в табл. 11. Расчет стоимости одной емкости хранения производится в соответствии с методикой, приведенной в [17].

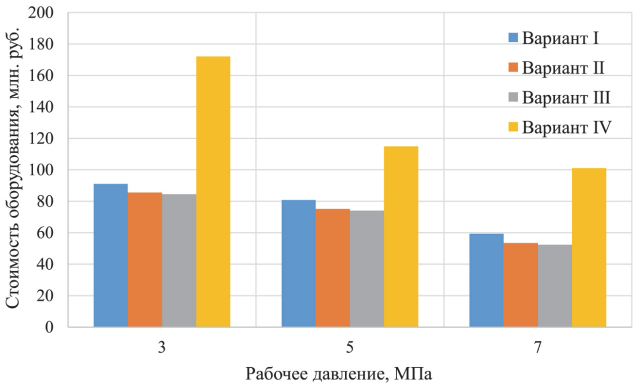


Рис. 2. Стоимостные показатели при различных вариантах использования второй ступени замкнутого водородного цикла в зависимости от рабочего давления

Таблица 10

Исходные данные и результаты расчета количества емкостей хранения газов

Исходные данные	
Используемая внепиковая мощность, МВт	1050
Внепиковый период электрической нагрузки, ч	9
Давление аккумулирования газов, МПа	4
КПД электролизной установки, %	80
Относительный расход электроэнергии на собственные нужды электролизной установки, %	5
Объем емкости хранения водорода и кислорода, $м^3$	800
Результаты расчета	
Вырабатываемая масса водорода, кг	215676
Вырабатываемая масса кислорода, кг	1 725 405
Количество емкостей хранения водорода, шт.	79
Количество емкостей хранения кислорода, шт.	37

Таблица 11

Исходные данные к определению стоимости системы емкостей хранения газов

Рабочее давление в емкости, МПа	4
Радиус сферической/цилиндрической части емкости, м	3/3
Объем емкости, $м^3$	800
Материал емкости	09Г2С
Плотность материала емкости, $кг/м^3$	7800
Стоимость стали для изготовления емкости, руб./т [14]	76 000
Тариф средних разрядов работы по изготовлению, руб./ч	500
Тариф средних разрядов работы по монтажу, руб./ч	400
Коэффициент учета прибыли завода металлоконструкций	1,15
Коэффициент учета накладных расходов	1,083
Коэффициент учета затрат на монтаж и дополнительное оборудование	1,86

Таблица 12

Результаты расчета капитальных вложений в систему емкостей хранения газов

Расход стали на изготовление емкости, т	109,2
Трудоемкость изготовления емкости, руб./т	9,593
Трудоемкость монтажа емкости, руб./т	11,59
Стоимость смонтированной емкости, млн руб.	31,19
Инвестиции в металлургическую промышленность, млн руб.	20,43
Стоимость емкости, млн руб.	33,64
Стоимость системы хранения газов, млн руб.	3903

Характерные результаты расчета капитальных затрат в систему хранения вырабатываемых газов представлены в табл. 12.

В соответствии с требуемыми расходами при зарядке и разрядке системы аккумулирования водорода и кислорода, а также с учетом требуемого конечного давления греющей среды в системе сжигания, принято 12 компрессорных установок, обеспечивающих конечное давление равное давлению аккумулирования и имеющего значение 4 МПа, стоимость такого компрессорного агрегата составляет 3,58 млн руб. [17–18].

На этапе разрядки в условиях меньшего периода пиковых нагрузок и большего конечного расхода газов требуется установить 7 компрессоров, обеспечивающих необходимое давление газов в водород-кислородной камере сгорания. Стоимость таких компрессоров составляет 2,4 млн руб. [17–18]. Итоговая стоимость системы компрессоров составляет 59,76 млн руб.

Для выработки водорода и кислорода предполагается использование электролизных установок. С учетом принятой единичной мощности электролизной установки, равной 50 МВт, и используемой внепиковой мощности от АЭС общее требуемое количество электролизных установок составляет 21 шт. Удельная стоимость одной электролизной установки принята на уровне 4500 руб./кВт с учетом потенциального удешевления при их крупномасштабном производстве [19–20]. Суммарные вложения в электролизные установки составят порядка 4725 млн руб.

Способ выработки дополнительной мощности при реализации водородного энергокомплекса окажет заметное влияние на общие капвложения и эксплуатационные затраты. В случае частичного замещения ПВД, сокращается отбор пара на последний подогреватель высокого давления, что приводит к увеличению выработки электроэнергии за счет пропуска большего расхода пара через проточную части ПТУ. Кроме того, в этом случае возможно использование теплоты охлаждающей воды первой ступени замкнутого водородного цикла для полного замещения первого и второго подогревателя низкого давления (ПНД), а также частичного замещения третьего. В таком случае увеличение мощности основной ПТУ (на примере ПТУ К-1200-6,8/50) составит порядка 58,7 МВт. При этом потребуется модернизация ПТУ, электрогенератора, конденсатора ПТУ, а также системы автоматики и электрохозяйства. Стоимость модернизации определялась на основе удельных капиталовложений в ПТУ К-1200-6,8/50 с учетом турбогенератора и конденсатора по данным [15]. Суммарные капиталовложения в К-1200-6,8/50 с турбогенератором и конденсатором составляют 11,8 млрд руб. с учетом инфляции.

Для варианта с подогревом питательной воды после ПВД до температуры близкой температуре насыщения в парогенераторах АЭС генерируется избыток свежего пара, который целесообразно направлять на дополнительную паровую турбину. При этом пар имеет такие же параметры, как в основной тепловой схеме энергоблока АЭС. Исходные капиталовложения в дополнительную влажнопаровую ПТУ определялись по формуле (1), согласно [21]:

$$k_{уд} = 45{,}082N^{-0{,}11}, \quad (1)$$

где $k_{уд}$ – удельные капиталовложения в дополнительную влажнопаровую ПТУ (тыс. руб./кВт) [21],

N – мощность дополнительной влажнопаровой ПТУ (МВт).

Мощность дополнительной влажнопаровой ПТУ оценивается на уровне 100,2 МВт, при избытке свежего пара – 127,5 кг/с, полученного благодаря использованию второй ступени водородного энергокомплекса для подогрева питательной воды до температуры насыщения после ПВД.

В случае перегрева свежего пара также целесообразнее направлять перегретый пар на дополнительную ПТУ, которая имеет более высокий КПД за счет уменьшения потерь, вызванных влажностью. Однако турбины для перегретого пара могут обладать более высокими капиталовложениями. Расход свежего пара, который может быть перегрет во второй ступени водородного энергокомплекса составляет порядка 102,2 кг/с, при максимальном расходе греющей среды 36 кг/с. Наиболее близкой паротурбинной установкой со схожими параметрами свежего пара является турбина, поставляемая в составе парогазовых установок (ПГУ) – КТ-63/7,7 (Уральский турбинный завод). Согласно паспортному расходу свежего пара потребуется установка двух турбин данной марки. Данная турбина установлена в составе ПГУ-230 на ТЭЦ «Академическая» в Екатеринбурге. КТ-63/7,7 работает в паре с газовой турбоустановкой (ГТУ) GT13E2 производства Alstom. По данным [22], стоимость данной турбины с генератором с учетом инфляции при курсе доллара 85 руб./$ оценивается в 5219 млн руб. При этом суммарные затраты на возведение ТЭЦ «Академическая» оцениваются в 11,7 млрд руб. [23]. С учетом уровня инфляции на 2025 год суммарные капвложения в ПГУ-230 составили бы 22,3 млрд руб.

На основе анализа литературы [24–25] для определения капиталовложений в ПТУ на перегретом паре определено процентное соотношение капиталовложений в основные элементы ПГУ (рис. 3):

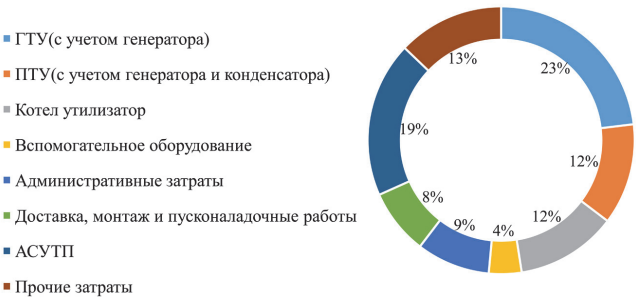


Рис. 3. Процентное соотношение капиталовложений в основные элементы

Таблица 13

Итоговые капиталовложения в основное тепломеханическое оборудование водородного энергокомплекса

Параметр	Частичное замещение ПВД	Подогрев питательной воды после ПВД	Перегрев свежего пара
Дополнительная мощность, МВт	58,7	100,2	127,8
Модернизация основной ПТУ, млн руб.	580,6	–	
Стоимость дополнительной ПТУ, млн руб.	–	2722	5523
Модернизация электрохозяйства и АСУТП, млн руб.	58,06	272,2	552,3
Система хранения и компрессоров, млн руб.	3962		
Основное теплообменное оборудование, млн руб.	52,38	59,35	99,9
Стоимость электролизных установок, млн руб.	4725		
Суммарные вложения, млн руб.	9378	11741	14862

Таким образом, стоимость одной дополнительной турбины, работающей на перегретом паре, составит порядка 2761 млн руб. (с учетом электрогенератора и конденсатора). Итоговые результаты расчета основных технико-экономических показателей для трех вариантов использования второй ступени водородного энергокомплекса при рабочем давлении 7 МПа представлены в табл. 13:

На рис. 4 представлены результаты определения удельных капиталовложений для разных вариантов реализации второй ступени водородного комплекса:

Стоит отметить, что в случае комбинирования водородного энергокомплекса и дополнительной паровой турбины (как влажнопаровой, так и на перегретом паре) используется избыток свежего пара, что при отсутствии собственной системы регенерации дополнительной ПТУ ведет к необходимости направлять конденсат отработавшего пара в систему регенерации основной ПТУ. В связи с этим может снизиться мощность основной ПТУ из-за увеличенного расхода через ее систему регенерации. В расчетах принято, что регенеративный подогрев конденсата отработавшего пара дополнительной ПТУ осуществляется за счет теплоты

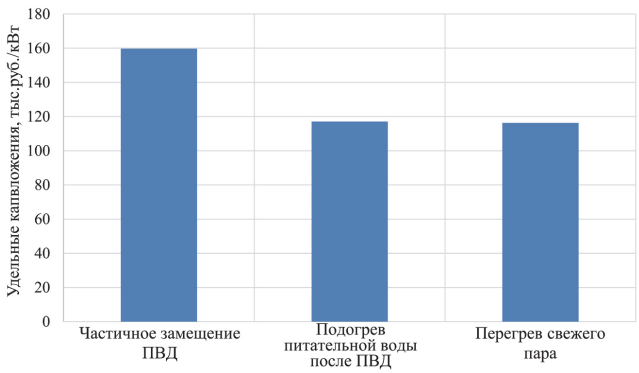


Рис. 4. Удельные капиталовложения в основное тепломеханическое оборудование водородного комплекса для различного варианта исполнения второй ступени

охлаждающей воды первой ступени замкнутого водородного цикла.

В ходе исследования также определены основные издержки для первого года эксплуатации: амортизация, налог на собственность, заработная плата и социальные нужды, ремонт основного оборудования. Также учтены затраты, связанные с производством водорода и кислорода в электролизных установках в течение 9 часов 330 рабочих дней в году. Издержки на производство водорода и кислорода оценивались при цене внепиковой электроэнергии на уровне 0,95 руб./кВт·ч. При этом учитывались дополнительные издержки на электролит, охлаждающую жидкость и продувку электролизеров инертном газом, а также смазочные материалы и охлаждение газопоршневых компрессоров.

Для расчета амортизационных издержек принят линейный метод, при этом средний срок полезного использования тепломеханического оборудования водородного энергокомплекса составляет 25 лет. Ставка налога на собственность принята стандартной – 2,2 %. Издержки на ремонт приняты 2 %. Согласно [26–27] численность персонала для обслуживания энергетического комплекса определяется исходя из соотношения 0,5 чел./МВт. Отчисления на социальные нужды приняты на уровне 30,2 % от суммарных издержек на заработную плату. Величина заработной платы принята средней за 2024 г. – 86,5 тыс. руб. Результаты расчета представлены в табл. 14.

Как видно из табл. 13–14, наименьшей технико-экономической эффективностью обладает вариант с использованием второй ступени замкнутого цикла сжигания для замещения ПВД, т. к. в этом случае достигается неменьший прирост мощности, при этом требуются аналогичные затраты в компрессорную установку, систему хранения и электролизеры, а также потребуется модернизация основной ПТУ энергоблока АЭС. При этом требуется аналогичное количество газов, что приводит к соответствующим затратам на производство водорода и кислорода и значительному увеличению

Таблица 14

Основные производственные издержки в первый год эксплуатации

Параметр	Частичное замещение ПВД	Подогрев питательной воды	Перегрев свежего пара
Амортизация, млн руб.	375,1	469,6	643,1
Отчисления на ремонт, млн руб.	187,6	234,8	321,5
Налог на собственность, млн руб.	206,3	258,3	353,7
Численность персонала, чел.	30	51	64
Издержки на з/п, млн руб.	28,98	49,27	61,82
Издержки на соц. нужды, млн руб.	8,752	14,88	18,67
Стоимость внепиковой электроэнергии, руб./(кВт·ч)	0,95		
Издержки на производство водорода и кислорода, млн руб.	3999		
Суммарные издержки в первый год эксплуатации, млн руб.	4836	5077	5462
Недисконтированная себестоимость производства дополнительной электроэнергии, руб./(кВт·ч)	16,64	10,23	8,635

удельной себестоимости производства дополнительной электроэнергии.

Вариант с перегревом пара оказывается несколько дороже по сравнению с вариантом, в котором водородный энергокомплекс используется для подогрева питательной воды после ПВД. Это связно с более высокими стоимостными показателями основного тепломеханического оборудования. Значимый вклад вносит паротурбинная установка, к которой предъявляются более высокие требования в области надежности металла для работы на паре высоких параметров, что сказывается на ее конечной стоимости. Кроме того, требуется более дорогое теплообменное оборудование.

Варианты с перегревом пара и подогревом питательной воды после ПВД до температуры насыщения имеют схожие экономические параметры, однако перегрев пара позволяет получать больше дополнительной мощности. Кроме того, вариант с перегревом пара обладает более низкой удельной себестоимостью электроэнергии, несмотря на более высокие суммарные капиталовложения. Это связано в том числе и с более высоким КПД паротурбинных установок на перегретом паре.

Таким образом, рабочее давление в замкнутом водородном цикле ниже 3 МПа является сложно реализуемым, в том числе, с точки зрения работоспособности тепломеханического оборудования. В первую очередь это связано с крайне низкой плотностью парогазовый смеси после камеры сгорания при таких высоких температурах, что потребует огромной теплообменной поверхности. В целом при использовании пара такой высокой температуры возникает проблема обеспечения приемлемых скоростей в теплообменном оборудовании.

С повышением рабочего давления водородного комплекса снижаются капиталозатраты в теплообменное оборудование. Однако при этом может снизиться качество получаемого водорода вследствие перекрестного проникновения газов при электролизе. Этой проблемы можно избежать, используя электролизеры низкого давления, однако в этом случае потребуется компрессорная установка, которая обладает высокой стоимостью и низкой наработкой на отказ. По этой причине при выборе рабочего давления водородного комплекса необходимо в том числе учитывать необходимую чистоту водорода. Таким образом, максимальное рабочее давление ограничено технологическими особенностями получения водорода методом электролиза.

Наиболее перспективными вариантами использования энергии водородного топлива является подогрев питательной воды после ПВД и перегрев пара. При использовании в качестве нагреваемой среды питательной воды коэффициент теплопередачи возрастает в 2–4 раза в зависимости от рабочего давления, что ведет к уменьшению площади теплообмена и благоприятно сказывается на массогабаритных и стоимостных показателях теплообменного оборудования. При этом частичное замещение ПВД за счет использования водородного энергокомплекса является наименее целесообразным, т. к. в этом случае себестоимость производимой электроэнергии кратно выше.

Наиболее эффективным вариантом реализации замкнутого водородного цикла на АЭС с точки зрения технико-экономических показателей является перегрев пара, который затем направляется на дополнительную влажнопаровую ПТУ. В данном сценарии использования водородного энергокомплекса достигается наибольший прирост дополни-

тельной мощности. При этом обеспечивается наименьшая и конкурентоспособная себестоимость производства дополнительной пиковой электроэнергии. Стоит отметить, что в рассматриваемых вариантах реализации замкнутого водородного цикла возможно дальнейшая оптимизация способа утилизации теплоты от первой ступени замкнутого водородного цикла, что повысит общую технико-экономическую эффективность. Это потребует разработки новых схемно-параметрических решений и является предметом дальнейших исследований водородного энергокомплекса с замкнутым топливным циклом.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-79-10287, https://rscf.ru/project/23-79-10287/

Литература

1. Yurin, V. E., Egorov, A. N. (2022). Primary frequency regulation in the power system by nuclear power plants based on hydrogen-thermal storage. *International Journal of Hydrogen Energy*. V.47, #8, pp. 5010-5018.

2. Шпильрайн Э. Э., Малышенко С. П., Кулешов Г. Г. Введение в водородную энергетику. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 264 с.

3. Haidn, O.J., Fröhlke, K., Carl, J., Weingartner, S. (1998). Improved combustion efficiency of a H2/O2 steam generator for spinning reserve application. *International Journal of Hydrogen Energy*. V.23, #6. pp. 491-497.

4. Шпильрайн Э. Э., Малышенко С. П. Основные направления использования водорода в энергетике / / Российский химический журнал. – 1993. – Т. 37. – № 22. – С. l0–17.

5. Malyshenko, S. P. (2011). JIHT RAS research and development in the field of hydrogen energy technologies. *Alternative Energy and Ecology*, 3(95), pp. 10-34.

6. Bebelin, I. N., Volkov, A. G., Gryaznov, A. N., Malyshenko, S. P. (1997). Development and investigation of an experimental hydrogen-oxygen steam generator of 10-MW thermal capacity. *Thermal Engineering*, V. 44, #8, pp. 657-662.

7. Aminov, R. Z., Egorov, A. N. (2019). Hydrogen-oxygen steam generator for a closed hydrogen combustion cycle. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44, #21, pp. 11161-11167.

8. Пат. РФ 2661231. Способ водородного перегрева пара на АЭС / Аминов Р. З., Егоров А. Н. 2018, Бюл. № 20.

9. Липов Ю. М., Самойлов Ю. Ф., Виленский Т. В. Компоновка и тепловой расчет парового котла. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 208 с.

10. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 721 с.

11. Аминов Р. З., Гудым А. А. Расчет калорических свойств диссоциированного водяного пара при высоких температурах / / Теплоэнергетика. – 2014. – № 11. – С. 55–61.

12. Расчет теплообменных аппаратов. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию [Электронный ресурс]. Код доступа: http://www.vgasu.ru/publishing/on-line/.

13. Аминов Р. З., Байрамов А. Н. Оценка удельных капиталовложений в цилиндрические емкости для хранения газообразного / / Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2007. – № 5-6. – С. 69–77.

14. Сайт ООО «МЕТПРОК». Прайс-лист на котельные трубы. Труба котельная бесшовная [Электронный ресурс]. Код доступа: https://metproc.ru/truby-kotelnyye.

15. Официальный сайт о размещении заказов на закупки товаров, работ и услуг для нужд Госкорпорации «Росатом». Закупка 170728/0591/246 «Поставка комплекта основного теплотехнического оборудования турбоустановки, ее основных и вспомогательных систем для блоков № 1, 2» [Электронный ресурс]. Код доступа: https://zakupki.rosatom.ru/1707280591246.

16. Байрамов А. Н. Разработка научных основ повышения эффективности АЭС при комбинировании с водородным комплексом: дисс. … докт. техн. наук.: 05.14.01 / СГТУ имени Гагарина Ю. А., 2022.

17. Промышленные поршневые компрессоры [Электронный ресурс]. Код доступа: http://compressorzavod.ru/full_catalog/ promyshlennye-porshnevye-kompressory.

18. Газовые компрессоры [Электронный ресурс]. Код доступа: https:// compressorzavod.ru/f_catalog/gazovyie-kompressoryi_ krGieXc.

19. Aminov, R. Z., Bairamov, A. N., Garievskii, M. V. (2019). Assessment of the performance of a nuclear-hydrogen power generation system *Thermal Engineering*, V. 66, #3. pp. 196-209.

20. Stewart, W. R., Shirvan, K. (2022). Capital cost estimation for advanced nuclear power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 155, 111880.

21. Аминов Р. З., Гариевский М. В. Оценка эффективности АЭС при использовании аккумуляторов фазового перехода / / Теплоэнергетика. – 2023. – № 2. – С. 78–89.

22. Pequot Publishing Inc. *Gas Turbine World Handbook*. 2018, 33, 126 p.

23. Официальный сайт ПАО «Т ПЛЮС». Пресс-центр: «Академическому обеспечили энергоресурс» [Электронный ресурс]. Код доступа: https://www.tplusgroup.ru/press/news/single/akademicheskomu-obespechili-ehnergoresurs/.

24. Department of Energy and Climate Change. Final report: electricity generation costs and hurdle rates. Lot 3. 2016. 170 p.

25. Dong-Hoon, Oh, Chang-Ha, Lee, Jae-Cheol, Lee (2021). Performance and cost analysis of natural gas combined cycle plants with chemical looping combustion. *ACS Omega*. V.6, #32, pp. 21043-21058.

26. СТО 59012820.27.100.003-2012. Регулирование частоты и перетоков активной мощности в ЕЭС России. Нормы и требования (в редакции изменения, введенного в действие приказом ОАО «СО ЕЭС» от 29.07.2014 № 201).

27. Москаленко А. Б. Исследование экономической эффективности энергоблока ПГУ при использовании обводного пароораспределения на паровой турбине / / Энергетические системы и комплексы. – 2022. – № 10. https://doi.org/10.23670/IRJ.2022.124.10.

Capital investment and operational cost estimation in hydrogen cycle parts

A. N. Egorov,
Saratov State Technical University,
Saratov Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, Russia, PhD,
senior researcher

D. M. Anoshin,
Saratov State Technical University,
Saratov Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, Russia,
lab researcher

D. A. Makarov,
Saratov State Technical University, Saratov Scientific Center of the Russian Academy of Sciences,
Russia, lab researcher

For the closed hydrogen cycle as part of a hydrogen power unit at an NPP, we estimated capital investment and operational costs. To do it, we performed the engineering and comparative computation of heat exchange parts and other contributing parts and found the cost of electric power generation during the first year of operations. It was discovered that the operating pressure below 3 MPa is hard to implement for many reasons. At the same time, the maximum operating pressure is limited by hydrogen technology. The most promising options for using hydrogen energy at NPP are heating feed water after a high-pressure heater and steam overheating. When the steam is overheated and sent to the additional wet-steam steam turbine unit, the biggest increase in power is achieved. The cost of producing additional peak electricity is competitive and the lowest among other options.

Keywords: *nuclear power, hydrogen power, closed hydrogen cycle, technical and economic efficiency.*

УДК 620.92:658.26

Определение потерь в энергетических комплексах с теплообменными аппаратами глубокого профилирования

А. В. Дмитренко,
Российский университет транспорта (МИИТ),
Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ»,
доктор технических наук, профессор

А. В. Костин,
Российский университет транспорта (МИИТ),
кандидат технических наук, доцент

Д. А. Белов,
Российский университет транспорта (МИИТ)

М. И. Колпаков,
Российский университет транспорта (МИИТ), ассистент

М. А. Лазарева,
Российский университет транспорта (МИИТ), ассистент

А. В. Иньшаков,
Российский университет транспорта (МИИТ)

И. В. Усанов,
Российский университет транспорта (МИИТ)

Е. И. Клементьев,
Российский университет транспорта (МИИТ)

Приводится анализ потерь давления в энергетическом комплексе, включающем теплообменные аппараты, состоящие из трубок с глубоким профилированием для прокачки рабочего тела или теплоносителя. Дается сравнительный анализ эволюции зависимости потерь давления и коэффициента гидравлического сопротивления. Представлена новая зависимость для расчета коэффициента гидравлического сопротивления в трубках с глубоким профилированием. Показано удовлетворительное соответствие этой зависимости полуэмпирическим соотношениям для коэффициента гидравлического сопротивления трубок с глубоким профилированием. Полученные результаты дают возможность осуществить оценки потерь в основном оборудовании энергетического комплекса на базе использования низкопотенциальной теплоты при применении трубок с глубоким профилированием для прокачки рабочего тела или теплоносителя.

Ключевые слова: *энергетический комплекс, коэффициент гидравлического сопротивления, низкопотенциальная теплота.*

КПД современных энергетических комплексов зачастую определяется не только организацией оптимального термодинамического цикла и применением высокоэффективных теплоносителей, но и тепло-гидравлическими характеристиками теплообменных аппаратов. Одним из эффективных способов повышения интенсивного переноса энергии теплоносителю в последние годы возможно считать метод глубокого профилирования [1–4]. Однако наряду с существенной интенсификацией теплообмена в аппаратах с глубоким профилированием, выражающейся в резком возрастании числа Нуссельта, был определен еще более существенный рост потерь давления, которые в этих работах приводились посредством зависимостей для коэффициента гидравлического сопротивления. Однако определение величин, входящих в формулы коэффициента гидравлического сопротивления, не приведено. В связи с этим целью уточнения и внесения возможных попра-

вок далее рассматриваются зависимости приведенные в [1–4].

В [1–4] рассматривается теплообменный аппарат с глубоко профилированными трубками. В частности, в [3] приводится формула (1) для оценки гидравлического сопротивления в трубах с глубоко профилированными каналами:

$$\xi = 28 \cdot \mathrm{Re}^{-0,25}, \quad (1)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;
Re – критерий Рейнольдса.

Формулу (1) авторы выводят ее из соотношения Блазиуса (2).

$$\xi_{гл} = 0,3164 \cdot \mathrm{Re}^{-0,25} \quad (2)$$

При этом авторы [2], приводя график зависимости $\frac{\xi}{\xi_{гл}} = f(\mathrm{Re})$, для случая профиля рис. 1, при сужении внутреннего диаметра проходного сечения $d/D = 0,52$ и с последующим расширением с шагом профилирования $t/D = 1,21$, допускают, что при фиксированном перепаде давления, коэффициент гидравлического сопротивления увеличивается приблизительно в 90 раз по отношению к коэффициенту $\xi_{гл}$. В связи с этим здесь дадим анализ формулы (1) для коэффициента гидравлического сопротивления, с учетом геометрии рис. 1. Индекс «гл» – гладкая стенка.

Гидравлическое сопротивление экспериментально определяется по формуле Дарси – Вейсбаха, которая имеет вид:

$$\Delta P = \xi \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2 \rho}{2}, \quad (3)$$

где ΔP – потери давления;
L – длина трубки;
D – диаметр трубки;
V – средняя скорость потока;
ρ – плотность среды.

Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления тогда имеет вид:

$$\xi = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D} \cdot \frac{V^2 \rho}{2}} \quad (4)$$

Исходя из [2], коэффициент гидравлического сопротивления определяется в итоге по числу Рейнольдса $\mathrm{Re} = \frac{VD}{\nu}$. Поэтому авторы [2], вероятно, для адекватности сравнений предполагали один и тот же калибр L/D и $\frac{V^2 \rho}{2}$ в обоих случаях и для гладкой стенки, и для стенки с глубоким профилированием, тогда $\Delta P = 90 \Delta P_{гл}$.

Однако такой подход к определению ξ достаточно формальный и не отражает физику течения. Из формулы (4) видно, что сопротивление будет изменяться вместе с увеличением или уменьшением пройденного расстояния и диаметра проходного сечения – отношения L/D. В [2, 3] автор указывает длину всей трубки в 625 и 624 мм и, по всей видимости, принимает ее за пройденное расстояние L, что, по-видимому, требует уточнения. В патенте [6] приводится профиль сечения данной трубки, который представлен на рис. 1.

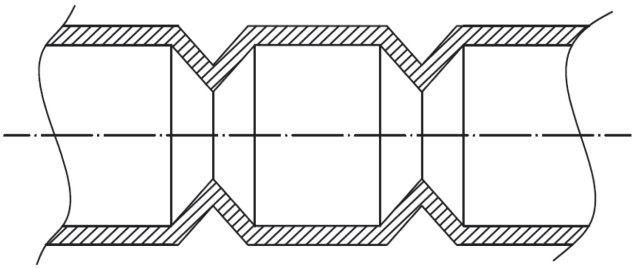


Рис. 1. Профиль сечения трубки с глубоко профилированными канавками

На рис. 1 видно, что жидкость, обтекая стенку, проходит не только длину самой трубки, но и длину каждой отдельной канавки, следовательно L трубки повышается, кроме того, из-за уменьшения D при профилировании лучше учитывать эквивалентный диаметр $D_э$, который меньше D. Сумма этих двух геометрических факторов, по нашим расчетам и оценке, ведет к увеличению соотношения L/D в уравнении (4), с учетом роста L в 2 раза при угле сужения 45 градусов и уменьшения внутреннего диаметра проходного сечения $d/D = 0,52$ при шаге профилирования $t/D = 1,21$. Внеся поправку $\frac{L}{D} = (2 \div 4)(\frac{L}{D})_{гл}$ в формулу (4), получим с учетом данных [2, 3] $\Delta P = 90 \Delta P_{гл}$, что отношение $\frac{\xi}{\xi_{гл}} \sim 22,5$.

Таким образом, формула (1) может принять иной вид:

$$\xi = (7 \div 11,2) \cdot \mathrm{Re}^{-0,25} \quad (5)$$

Теперь представим следующий анализ потерь в трубки с глубоким профилированием.

Потери давления во всей трубки ΔP запишем с учетом применения принципа суперпозиции как сумму потерь давления на одинарном шаге профилирования $\Delta P_{1шаг}$, $\Delta P = \Sigma \Delta P_{1шаг}$ (рис. 2).

Соответственно потери на одиночном шаге также на основе принципа суперпозиции представим как сумму потерь на трех участках: участка внезапного сужения, расширения и начального участка течения в цилиндре за участком внезапного расширения. То есть

$$\xi = \xi_{суж} + \xi_{расш} + \xi_{гл1}. \quad (6)$$

Гидравлический коэффициент потери давления на участках внезапного сужения и расширения согласно [7] определяется как

$$\xi_{суж} = 0{,}5 \cdot \left[1 - \frac{d^2}{D^2}\right] \text{ и } \xi_{расш} = \left|0{,}5 \cdot \left[1 - \frac{d^2}{D^2}\right]\right|. \quad (7)$$

Теперь для определения соотношения для $\xi_{гл1}$ на начальном участке течения в цилиндре за участком внезапного расширения проанализируем формулу (2) и результат стохастической теорией применительно к расчету гидравлического сопротивления, которая изложена в [5].

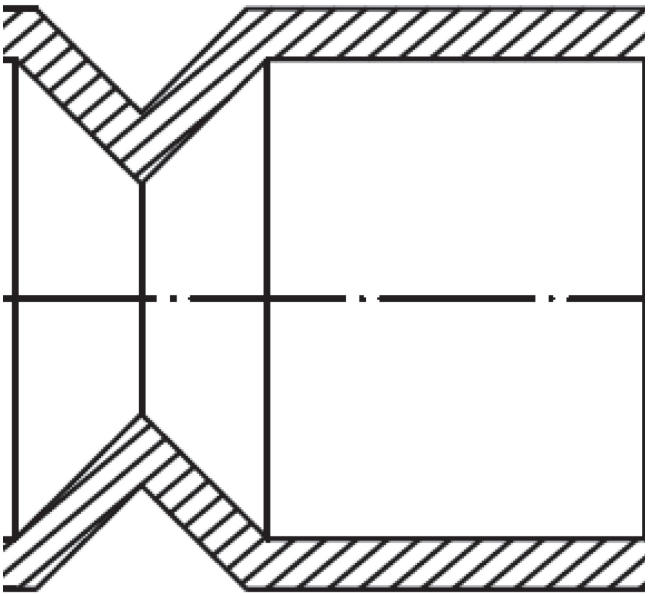


Рис. 2. Профиль сечения одинарного шага профилирования трубки с глубоко профилированными канавками

Согласно данной работе, при протекании жидкости по гладкой трубке в диапазоне $3 \cdot 10^3 < \mathrm{Re} < 3 \cdot 10^4$ коэффициент гидравлического сопротивления запишется как

$$\xi_{гл} = 0{,}125 \cdot \mathrm{Re}^{\frac{1}{7}} \quad (8)$$

Теперь проведем сравнение формулы (8) с формулой (2), чтобы убедиться в соответствии теоретической формулы с эмпирической. Результаты сравнения представлены на рис 3. Можно заметить, что значения по данным формулам достаточно близки, а погрешность в среднем около 10 %, что позволяет нам утверждать, что формула (8) достаточно точна для описания изменения гидравлического сопротивления в гладкой трубке и проведения сравнительного анализа.

Однако в формуле (2) не учитывается степень турбулентности течения, в отличие от формулы (8), полученной по стохастической теории [5] согласно общему уравнению:

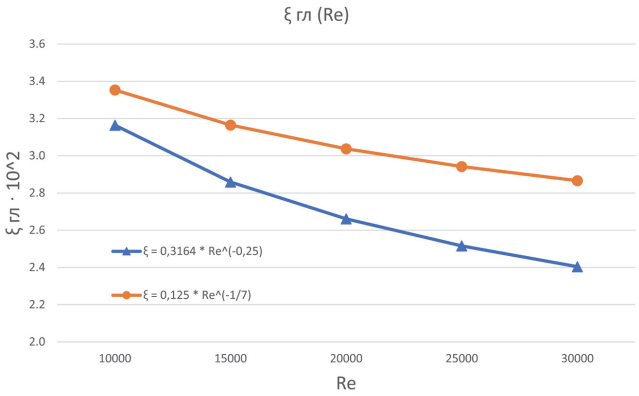


Рис 3. Гидравлическое сопротивление гладкой трубки

$$\xi = \frac{29}{n}\left(3\frac{1-n}{n}\right) \cdot \left(\frac{1}{\mathrm{Re}}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot \left(\frac{U_o}{\sqrt{E_{st/\rho}}}\right)^{\frac{1-u}{u}}, \quad (9)$$

где n – показатель профиля скорости;

Re – число Рейнольдса;

$\frac{\sqrt{\frac{E_{st}}{\rho}}}{U_o}$ – интенсивности турбулентности.

Очевидно, что при протекании жидкости в трубке с профилем (рис. 1) будет происходить турбулизация потока. Согласно [8], возможная максимальная степень интенсивности турбулентности Tu может достигать от 30 до 60 %, а при наличии отрыва отношение $\frac{\sqrt{\frac{E_{st}}{\rho}}}{U_o}$ может быть и более 80 %. E_{st} – энергия турбулентности, U_0 – скорость потока на оси цилиндра В связи с этим, учитывая экспериментальный факт [3, 4], допустимо считать

$$Tu = \frac{\sqrt{\frac{E_{st}}{\rho}}}{U_o} = 0{,}25 - 0{,}5.$$

Возведя в степень $-6/7$ величину $\frac{\sqrt{\frac{E_{st}}{\rho}}}{U_o} = 0{,}25$ и $\frac{\sqrt{\frac{E_{st}}{\rho}}}{U_o} = 0{,}5$, получаем из формулы (7) две зависимости:

$$\xi_{гл1} = 1{,}61 \cdot 0{,}304 \cdot \mathrm{Re}^{-\frac{1}{7}} = 0{,}490652 \cdot \mathrm{Re}^{-\frac{1}{7}}, \quad (10)$$

$$\xi_{гл1} = 1{,}61 \cdot 0{,}552 \cdot \mathrm{Re}^{-\frac{1}{7}} = 0{,}88872 \cdot \mathrm{Re}^{-\frac{1}{7}}. \quad (11)$$

Далее дадим и сравним расчетные распределения по формулам (5) и (6). При том, что в формулу (6) включаются зависимости (7) – (11). Для упрощения расчетов по данным экспериментов работы [2] запишем:

$$\xi = \xi_{суж} + \xi_{расш} + \xi_{гл1} =$$

$$= 0,5 \cdot \left[1 - \frac{d^2}{D^2}\right] + \left|0,5 \cdot \left[1 - \frac{d^2}{D^2}\right]\right| + 1,61 \cdot \left(\frac{1}{\mathrm{Re}}\right)^{\frac{1}{7}} \cdot \left(\frac{U_o}{\sqrt{E_{st/\rho}}}\right)^{-\frac{6}{7}} \quad (12)$$

Для эксперимента [2] запишем:

$$\xi_{суж} + \xi_{расш} = 2 \cdot 0,5 \cdot \left[1 - \frac{d^2}{D^2}\right] = 2 \cdot 0,5 \cdot (1 - 0,522) = 0,7296. \quad (13)$$

Расчет по формулам (5) и (8) представлен на рис. 4. Видно, что полученные результаты по формулам (5) и (8) расходятся меньше чем на 10 %. Что уже позволяет утверждать о верности нашего предположения.

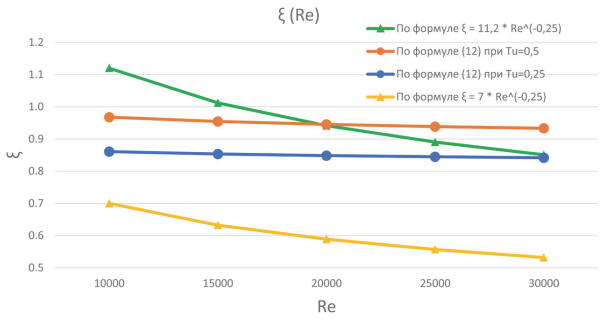


Рис. 4. Сравнение результатов расчетов коэффициента гидравлического сопротивления по новой зависимости (12) и полуэмпирической формулы (5)

Представим график зависимости в относительных координатах $\frac{\xi}{\xi_{гл}} = f(\mathrm{Re})$, рис. 5 и таблицы 1 и 2.

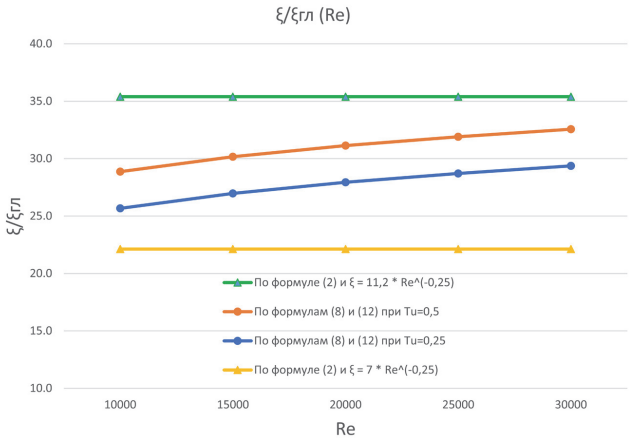


Рис. 5. Зависимость сопротивления гладкой и профилированной трубок

Таблица 1

Расчеты коэффициентов гидравлического сопротивления

Re	$\xi_{суж} + \xi_{расш}$	$\xi_{гл}$ по формуле (10)	$\xi_{гл}$ по формуле (11)	ξ при Tu = 0,25	ξ при Tu = 0,5	ξ по формуле $\xi = 7\mathrm{Re}^{-0,25}$	ξ по формуле $\xi = 11,2\,\mathrm{Re}^{-0,25}$
10000	0,7296	0,1313	0,2384	0,8609	0,9680	0,7000	1,1200
15000	0,7296	0,1239	0,2250	0,8535	0,9546	0,6325	1,0120
20000	0,7296	0,1189	0,2159	0,8485	0,9455	0,5886	0,9418
25000	0,7296	0,1152	0,2092	0,8448	0,9388	0,5567	0,8907
30000	0,7296	0,1122	0,2038	0,8418	0,9334	0,5319	0,8510

Таким образом, выше приведена оценка и дается сравнительный анализ эволюции зависимости потерь давления и коэффициента гидравлического сопротивления формулы (1) – (4). Представлена новая зависимость для расчета коэффициента гидравлического сопротивления в трубках с глубоким профилированием по формуле (12). Показано удовлетворительное соответствие этой зависимости (12) полуэмпирическому соотношению (5) для коэффициента гидравлического сопротивления трубок с глубоким профилированием. Полученные результаты представляют собой валидированные формулы для оценки потерь в основном оборудовании энергетиче-

Таблица 2

Расчеты зависимостей $\frac{\xi}{\xi_{гл}}$

Re	$\frac{\xi}{\xi_{гл}}$ по формулам (8) и (12) при Tu = 0,25	$\frac{\xi}{\xi_{гл}}$ по формулам (8) и (12) при Tu = 0,5	$\frac{\xi}{\xi_{гл}}$ по формулам (2) $\xi = 7\,\mathrm{Re}^{-0,25}$	$\frac{\xi}{\xi_{гл}}$ по формулам (2) $\xi = 11,2\,\mathrm{Re}^{-0,25}$
10000	25,6727	28,8670	22,1239	35,3982
15000	26,9702	30,1644	22,1239	35,3982
20000	27,9374	31,1317	22,1239	35,3982
25000	28,7155	31,9098	22,1239	35,3982
30000	29,3700	32,5642	22,1239	35,3982

ского комплекса с использованием низкопотенциальной теплоты при применении трубок с глубоким профилированием для прокачки рабочего тела или теплоносителя.

Литература

1. Коноплев А. А., Алексанян Г. Г., Рытов Б. Л., Берлин А. А. Расчет локальных параметров интенсифицированного теплообмена / / Теоретические основы химической технологии. – 2007. – Т. 41. – № 6. – С. 692–698.

2. Коноплев А. А., Алексанян Г. Г., Рытов Б. Л., Берлин А. А. Об эффективности интенсификации теплообмена глубоким профилированием / / Теоретические основы химической технологии. – 2012. – Т. 46. – № 1. – С. 24.

3. Коноплев А. А., Алексанян Г. Г., Рытов Б. Л., Берлин А. А. О компактности трубчатых теплообменников / / Теоретические основы химической технологии. – 2012. – Т. 46. – № 6. – С. 639.

4. Коноплев А. А., Алексанян Г. Г., Рытов Б. Л., Берлин А. А. Конвективный теплообмен в глубоко профилированных каналах / / Теоретические основы химической технологии. – 2007. – Т. 41. – № 5. – С. 549–556.

5. Dmitrenko, A. V. (2017). Stochastic equations for continuum and determination of hydraulic drag coefficients for smooth flat plate and smooth round tube with taking into account intensity and scale of turbulent flow. *Continuum Mechanics and Thermodynamics*, 29, 1. https://doi.org/10.1007/s00161-016-0514-1.

6. Патент РФ № 2111432. Коноплев А. А. Теплообменная труба. Заявл. 25.08.1995, опубл. 20.05.1998.

7. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 671 с.

8. Дмитренко А. В. Основы тепломассообмена и гидродинамики в однофазных и двухфазных средах. Критериальные, интегральные, статистические и прямые численные методы моделирования. – М.: ЛАТМЭС, 2008. – 395 с.

Pressure losses in energy complexes incorporating heat exchangers with deep profiled tubes

A. V. Dmitrenko,
Russian University of Transport, National Research Nuclear University MEPhI, Doctor of Science, professor

A. V. Kostin,
Russian University of Transport, PhD, associate professor

D. A. Belov,
Russian University of Transport

M. I. Kolpakov,
Russian University of Transport, assistant

M. A. Lazareva,
Russian University of Transport, assistant

A. V. Inshakov,
Russian University of Transport

I. V. Usanov,
Russian University of Transport

E. I. Klementyev,
Russian University of Transport

The paper provides an analysis of pressure losses in an energy complex incorporating heat exchangers with deep profiled tubes for pumping coolant. We studied the evolution of the pressure losses equation and hydraulic resistance coefficient and presented a new equation for the hydraulic resistance coefficient in tubes with deep profiling. Compliance of this equation with semi-empirical dependance for the hydraulic resistance coefficient of tubes with deep profiling has been found. The obtained results aim to estimate losses in the energy complex based on low-potential heat using tubes with deep profiling for pumping coolant.

Keywords: *energy complex, coefficient of hydraulic resistance, low-potential heat.*

УДК 629.3.016:574.36

Технико-экономические аспекты проектирования и эксплуатации установок для сжигания биомассы в Беларуси

В. А. Пашинский,
Международный государственный экологический институт имени А. Д. Сахарова Белорусского государственного университета, кандидат технических наук, доцент,

А. Ф. Молочко,
республиканское унитарное предприятие «Белорусский теплоэнергетический институт» ведущий инженер отдела общей энергетики

Древесина является наиболее широко используемым возобновляемым энергоресурсом, поэтому постоянно растет интерес к энергоисточникам, работающим на биомассе, что требует вовлечения в энергобаланс быстрорастущих древесно-кустарниковых пород, к которым относятся ива, тополь, ольха и др. Проанализированы проблемы современной сырьевой базы использования биомассы в Республике Беларусь. Показана возможность решения этих проблем за счет использования в энергетике биотоплива быстрорастущей ивы. Проведено комплексное технико-экономическое исследование эффективности проектирования установок сжигания биомассы в Беларуси. Удельный расход топлива на производство 1 кВт · ч электроэнергии на Пружанской мини-ТЭЦ составляет 242,6 г у .т., а в целом по энергосистеме Республики Беларусь – 239,4 г у. т. за последние три года.

Ключевые слова: *биотопливо, ВИЭ, эффективность.*

Республика Беларусь в среднем за год потребляет энергоресурсы в эквиваленте 40 млн тонн условного топлива (т у. т.) и лишь на 17,5 % обеспечивается собственными ресурсами. Повышение энергетической безопасности Беларуси от внешних поставщиков ТЭР – стратегическая задача развития страны на ближайшие годы [1, 2].

В Беларуси в рамках Государственной программы «Энергосбережение» на 2021–2025 годы предполагается расширение использования древесного топлива. На 01.01.2021 года энергоисточников на биомассе находилось в эксплуатации 756 МВт тепловой мощности. За 2021–2025 годы предусматривается ввод в эксплуатацию около 526 МВт теплоисточников на древесном топливе, что позволит увеличить объем использования его на 140 тыс. т у. т. и, соответственно, снизить потребление природного газа на 121 млн м^3 [1].

Основные мини-ТЭЦ Республики Беларусь, работающих на биомассе, представлены в табл. 1. Основными технологиями, реализованными на мини-ТЭЦ в Республике Беларусь, являются традиционные паросиловые установки (ПСУ) с водяном паром в качестве рабочего тела и ПСУ с органическим циклом Ренкина (ORC).

Таблица 1

Мини-ТЭЦ Республики Беларусь на биомассе

Наименование объекта	Мощность		Топливо	Технология выработки электроэнергии
	электрическая, МВт	тепловая, МВт		
Мини-ТЭЦ Лунинец	4,7	72,6	Щепа	ПСУ
Мини-ТЭЦ Барань	3,25	16,5	Щепа/торф	ORC
Мини-ТЭЦ Петриков	1,2	7,5	Щепа	ПСУ
Мини-ТЭЦ Пружаны	3,7	13,8	Щепа/торф	ПСУ
Мини-ТЭЦ Вилейка	2,4	16	Щепа	ПСУ
Мини-ТЭЦ Калинковичи	1,39	6,5	Щепа	ПСУ
Мини-ТЭЦ Волковыск	1,3	8	Щепа	ПСУ
Мини-ТЭЦ Сосны	1,3	5,5	Щепа	ORC
Осиповическая мини-ТЭЦ	1,2	н/д	Щепа/торф	ПСУ
Мини-ТЭЦ ОАО «ФанДОК»	1,6	н/д	Отходы деревообработки	СУ
Мини-ТЭЦ Пинск	2,7	4	Древесина	ПСУ
Мини-ТЭЦ ОАО «Мостодрев»	2,4	н/д	Отходы деревообработки	ПСУ

Производство различных видов лесной биомассы и продуктов из нее по годам в Республике Беларусь представлено в табл. 2. Производство дров ежегодно составляет 6–7 млн м^3, которые используются на внутреннем рынке Республики, а производство и потребление щепы с 2021 года сократилось на 22 %, брикета в 3 раза, а пеллет почти в 20 раз.

Таблица 2

Производство лесной биомассы и продуктов из нее в Республике Беларусь по годам

Вид топлива	Единицы измерения	Производство по годам				
		2019	2020	2021	2022	2023
Дрова	тыс. м^3	5749,4	4765,4	5662,6	7248,3	6516,2
Щепа	тыс. м^3	5229,2	6008,8	6015,5	5439,6	4683,9
Пеллеты	тыс. т	58,7	135,3	308,8	228,2	15,7
Брикеты	тыс. т	25,5	12,4	15,0	9,6	5,4

Сегодня представляет интерес создание лесохозяйственными организациями плантаций быстрорастущих древесно-кустарниковых пород для топливно-энергетических целей, на долю которых по данным Министерства лесного хозяйства Республики Беларусь приходится более 5,4 % плантаций быстрорастущих древесно-кустарниковых пород [2]. В этой связи особый интерес, как растение способное произрастать в условиях повышенной увлажненности, на разных типах почв, характеризующихся различным уровнем плодородия, вызывает ива [3, 4]. Так, в Республике имеется две площадки по выращиванию ивы белой вида SALIX ALBA. В Брестской области Ляховичский район 360 га, а в Кобринском районе 1200 га. Согласно проведенных исследований полная энергоемкость производства щепы в течение 21 года при трехлетнем цикле уборки ивы белой составляет 175 398,8 МДж/га [5].

Установки, предназначенные для сжигания биомассы, представляют собой сложные системы, содержащие большое число механизмов. В Беларуси введены, с целью обеспечения экономической целесообразности инвестиций технические, экономические и экологические критерии по установкам систем центрального теплоснабжения и установок комбинированного производства тепловой и электрической энергии, работающим на биомассе. Соблюдение этих критериев является обязательным условием получения инвестиционных субсидий при реализации проектов строительства источников энергии на биомассе.

В Австрии технические и экономические стандарты по установкам систем централизованного теплоснабжения, работающим на биомассе, были введены с целью обеспечения лучшей экономической привлекательности по сравнению с установками на более дорогих ископаемых видах топлива. Соблюдение этих стандартов является обязательным условием получения инвестиционных субсидий при реализации проектов строительства новых систем централизованного теплоснабжения и установок комбинированного производства тепловой и электрической энергии. К таким стандартам относятся [6]:

– коэффициент одновременности, %;

– часы работы котлоагрегата при полной нагрузке, ч/год;

– коэффициент использования в год установки для сжигания биомассы, %;

– коэффициент использования теплоты в сети, кВт·ч/м;

– удельные инвестиции, евро/кВт;

– затраты на производство тепловой энергии, евро/МВт·ч.

Соблюдение технических и экономических критериев является также обязательным условием для принятия решения по реализации строительства новых систем теплоснабжения и установок комбинированного производства тепловой и электрической энергии на основе сжигания биотоплива [7] за счет:

– снижения расхода электро- и теплоэнергии вследствие децентрализации и исключения потерь при транспортировке;

– замещения дорогостоящих импортируемых видов топлива более дешевыми местными видами топлива;

– число часов максимума использования тепловой и электрической нагрузки в год;

– себестоимость тепловой и электрической энергии.

Предпроектные (прединвестиционные) и проектные решения для строительства энергоисточников на основе сжигания биомассы согласовываются с Департаментом по энергоэффективности Государственного комитета по стандартизации Республики Беларусь и его региональными управлениями в рамках прохождения государственной экспертизы проектов.

При проектировании энергоисточников на основе сжигания биомассы происходит замещение импортируемых видов топлива и экономический эффект достигается за счет разности в стоимости сжигаемого топлива. Для этого на этапе предпроектного решения определяют капиталовложения укрупненным методом $K_б$, включая стоимость оборудования $C_{об}$, стоимость строительно-монтажных работ – 25–30 % от стоимости оборудования, и стоимость пусконаладочных работ – 3–5 % от стоимости оборудования, а также стоимость проектных работ – до 10 % от стоимости строительно-монтажных работ $C_{смр}$:

$$K_б = C_{об} + 0{,}1C_{смр} + (0{,}25...0{,}3)\,C_{об} + (0{,}03...0{,}05)\,C_{об}, \quad (1)$$

Определение количества сжигаемого топлива B_m (природного газа, печного бытового топливо (ПБТ), мазута и т. д.):

$$B_m = \frac{Q_ч T_r b_у^ф}{k_m 10^3},\ \text{т у.т. (тыс. м}^3\text{)} \quad (2)$$

где $Q_ч$ – среднегодовая нагрузка теплоисточника, Гкал/ч;

$T_г$ – число часов работы теплоисточника в год, ч;

$b_{у}^{ф}$ – удельный расход топлива при работе на природном газе, мазуте, печном топливе на производство тепловой энергии, кг у. т./Гкал (м^3/Гкал);

k_m – топливный эквивалент природного газа, мазута, печного топлива соответственно равен 1,15, 1,37, 1,45 [7].

Количество сжигаемой биомассы $B_б$:

$$B_б\ B_б = Q_ч T_г b_{у}^{б}/k_б\ 10^3, \text{ т у. т.} \quad (3)$$

где $b_{у}^{б}$ – удельный расход биомассы на производство тепловой энергии, кг у. т./Гкал;

$k_б$ – топливный эквивалент биомассы при переводе в натуральное топливо (табл. 3) [7].

Удельный расход биомассы на производство тепловой энергии [7]:

$$b_{у}^{б} = 142{,}86/\eta_б 10^{-2}, \text{ кг у. т./Гкал}, \quad (4)$$

где $\eta_б$ – коэффициент полезного действия котла на биомассе, %.

Разность в стоимости сжигаемого топлива равна:

$$\Delta C_{топл} = B_m\ Cm - B_б\ C_б, \text{ руб.} \quad (5)$$

где C_m – стоимость 1 т у. т. на момент предпроектного решения, руб.;

$C_б$ – стоимость тонны биомассы, руб./т.

Срок окупаемости предпроектного решения по установке энергоисточника на сжигание биомассы:

$$\Delta_{ок} = K_б/\Delta C_{топл}, \text{ лет.} \quad (6)$$

В рамках проектного решения учитываются и другие технико-экономические аспекты:

– снижение расхода электро- и теплоэнергии вследствие децентрализации и исключения их потерь при транспортировке;

– удельные инвестиции, руб./кВт;

– себестоимость производства электрической и тепловой энергии, руб./МВт·ч.

Впервые на территории Республики Беларусь в декабре 2009 года совместными усилиями финской компании MW Biopower Oy и РУП «Брестэнерго» введена в эксплуатацию Пружанская мини-ТЭЦ с использованием технологии BioGrate (рис. 1). Это технология предусматривает сжигание твердого топлива в виде щепы на вращающейся решетке, состоящей из подвижных элементов колосников. Проектная электрическая мощность станции составляет 3,7 МВт, а расчетная тепловая нагрузка – 11,85 Гкал/ч.

Оборудование станции соответствует всем мировым экологическим требованиям, а во-вторых, ТЭЦ может работать как на древесной щепе или торфе в чистом виде, так и их смеси, в которой торф может достигать 40 %. В качестве топлива может быть использован и фрезерный торф. В-третьих, возможности станции позволяют сжигать щепу с влажностью до 60 %, не затрачивая ресурсы на ее досушку.

Повышение КПД установок, предназначенных для сжигания биомассы, возможно путем предварительной подсушки биомассы, которая обеспечивает повышение КПД и снижение затрат. Так, подсушка щепы со снижением влажности с 50 до 30 % позволяет увеличить КПД котлоагрегата на 8,7 % [6]. В большинстве случаев подсушка биомассы является экономически оправданной только тогда, когда имеется дешевый или бесплатный подогретый воздух, например, солнечные

Таблица 3

Средние коэффициенты для пересчета древесного топлива и отходов из натуральных единиц измерения в тонны условного топлива

Наименование видов топлива	Единица измерения	Коэффициент пересчета в плотные кубические метры	Коэффициент пересчета из плотных кубических метров в тонны натурального топлива	Коэффициент пересчета из тонн натурального топлива в тонны условного топлива
Дрова хвойные	складочный м^3	0,78	0,65	0,34
Дрова лиственные	складочный м^3	0,72	0,70	0,36
Дрова смешанные	складочный м^3	0,75	0,67	0,35
Кора, кородревесные остатки	насыпной м^3	0,40	0,39	0,39
Щепа из малоплотной древесины (ель, сосна, тополь, липа, осина, ива)	насыпной м^3	0,42	0,42	0,35
Щепа из среднеплотной древесины (береза, ольха, орех, дуб, клен)	насыпной м^3	0,42	0,48	0,39
Древесные отходы, обрезки	насыпной м^3	0,38	0,48	0,37
Костра льняная	насыпной м^3	0,16	0,18	0,49
Отходы сельскохозяйственного производства	насыпной м^3	0,16	0,17	0,48
Топливо энергетическое из быстрорастущей древесины	насыпной м^3	0,36	0,53	0,36

воздушные коллекторы и использование подогретого воздуха, получаемого из установок после глубокой утилизации уходящих газов [6].

За 15 лет эксплуатации Пружанская мини-ТЭЦ выработала более 216 млн кВт·ч электроэнергии и было отпущено более 800 тыс. Гкал тепловой энергии, что позволило обеспечить до 60 % потребности г. Пружаны в электрической энергии и 95 % – в тепловой, и позволило снизить ежегодное потребление до 11 млн м^3 природного газа.

Нельзя не отметить, что одним из важнейших результатов возведения Пружанской мини-ТЭЦ является приобретение бесценного опыта теми, кто принимал участие в строительстве, монтаже и наладке объекта. Этот опыт, безусловно, будет востребован при реализации Программы строительства энергоисточников на биомассе в 2025–2030 годах и последующие годы.

В апреле и мае 2024 года ОАО «Белэнергоремналадка» проведены испытания по выявлению технического состояния и условий эксплуатации котлоагрегата ВР5-СЕХ-22-64-485 при сжигании смеси древесных топливных гранул (пеллет) со щепой топливной. В период проведения испытаний особое внимание обращалось на:

– выдерживание критериев надежности работы котла;

– изменение температур пара по пароперегревательному тракту котла;

– изменение температур дымовых газов по газовому тракту котла;

– изменение аэродинамического сопротивления газового тракта котла;

– изменение экологических показателей работы котла;

– надежность работы систем шлако- и золоудаления котла;

– надежность работы оборудования системы топливоподачи котла.

Рис. 1. Внешний вид Пружанской мини-ТЭЦ

По результатам испытаний, за время проведения которых было использовано 378 тонн пеллет, подтверждена техническая возможность сжигания в котле пеллет в смеси с иными видами топлива в рабочем диапазоне мощности котла, с долей пеллет по массе не более 20 %.

Затраты на поставку топлива для ТЭЦ и котельных, работающих на биомассе, оказывают огромное влияние на срок их окупаемости. Результаты оценки энергоемкости производства и транспортной логистики щепы из ивы белой на территории Республики Беларусь исследованы и представлены [5, 8]. Оптимальное плечо доставки щепы находится в диапазоне 40–70 км (установленная мощность энергоисточника 10–30 Гкал/ч). Для более мощных энергоисточников затраты на доставку топлива значительно увеличивают срок окупаемости [9].

Использование древесины в качестве топлива требует детальной проработки всех элементов энергоисточника на этапе проектирования. Подбор оптимального состава оборудования позволит повысить КПД котельной, мини-ТЭЦ в целом, оптимизировать логистику доставки топлива и, как результат, сократить издержки при производстве энергоресурсов. Применение современных систем автоматики позволит уменьшить количество обслуживающего персонала, что сэкономит средства на фонд оплаты труда и даст экономический эффект за счет оперативного управления подачей тепловой и электрической энергии.

При грамотном выборе топлива и оборудования для сжигания биомассы, как вида топлива, позволит конкурировать с газом и мазутом. Так, основные показатели работы Пружанской мини-ТЭЦ представлены в табл. 4 и 5. Видно, что в себестоимости продукции затраты на топливо 25–30 %. Тогда как в целом по энергосистеме Республики Беларусь они составляют 70–75 %, что в 2,5 раза выше, чем при сжигании биотоплива.

Для оптимизации капитальных затрат на установку в Беларуси начали выпускать котлы для сжигания биомассы в НПП «Белкотломаш», ООО «НОВИТЕРБЕЛ», ЧП «СМУ Энерготехсервис», ОАО «Мозырьсельмаш», СП «КОМКОНТ» и др.

Удельный расход топлива на производство 1 кВт·ч электроэнергии за период с 2020 по 2022 годы на Пружанской мини-ТЭЦ составил 242,6 г у. т./кВт·ч, а в целом по энергосистеме Республики Беларусь 239,4 г у. т./кВт·ч, что на 0,4 % выше. Удельный расход топлива на производство тепловой энергии за период с 2020 по 2022 годы на Пружанской мини-ТЭЦ составил 177,03 кг у. т./Гкал, а в целом по энергосистеме Республики Беларусь 166,29 кг у .т./Гкал, что на 6,5 % выше.

Можно говорить о следующих технико-экономических аспектах привлекательности строительства теплоэлектроцентралей и теплофикационных систем теплоснабжения на биомассе в условиях Беларуси:

– замещение импортируемого топлива (природного газа и нефти);

– повышение качества и надежности энергообеспечения потребителей в удаленных точках объединенной энергетической системы;

– развитие теплофикации и полигенерации (дополнительное производство таких продуктов, как холод, диоксид углерода, водород, синтетический природный газ);

– снижение потерь электрической и тепловой энергии на их транспортировку;

– возможность генерации и выдачи электроэнергии в электрическую сеть по графику, задаваемому энергосистемой;

Таблица 4

Себестоимость производства электроэнергии и тепловой энергии Пружанской ТЭЦ по годам

Объект	Себестоимость производство электроэнергии по годам, центов США/кВт·ч									Себестоимость производства тепловой энергии по годам, долларов США/Гкал								
	2020			2021			2022			2020			2021			2022		
	т	з		т	з	Σ	т	з	Σ	т	з	Σ	т	з	Σ	т	з	Σ
Пружанская ТЭЦ	1,24	4,45	5,69	1,46	3,98	5,44	2,00	4,40	6,40	10,04	26,58	36,62	13,22	29,18	42,40	15,07	25,49	40,55
РУП «Брестэнерго»	3,55	1,26	4,80	3,65	0,99	4,64	3,57	0,95	4,52	21,29	7,81	29,10	21,66	7,95	29,61	21,98	9,21	31,20
ГПО «Белэнерго»	3,23	2,09	4,09	3,65	0,77	4,09	3,57	0,95	4,15	22,58	6,74	29,32	22,94	6,47	29,41	23,47	6,98	30,45

Примечание: т – топливо; з – затраты (амортизационные отчисления, зарплата с начислениями и др.); Σ – суммарная себестоимость выпускаемой продукции

Таблица 5

Удельный расход топлива на производство электроэнергии и тепловой энергии Пружанской ТЭЦ по годам

Объект	Удельный расход топлива на производство электроэнергии по годам, г у. т./кВт·ч			Удельный расход топлива на производство тепловой энергии по годам, кг у. т./Гкал		
	2020	2021	2022	2020	2021	2022
Пружанская ТЭЦ	246,4	228,2	253,2	179,50	175,77	175,81
РУП «Брестэнерго»	262,4	259,9	254,3	163,62	163,62	163,01
РУП «Витебскэнерго»	280,5	284,8	282,9	166,19	165,17	165,54
РУП «Гомельэнерго»	188,1	185,3	188,9	166,02	164,99	164,86
РУП «Гродноэнерго»	167,7	168,7	170,4	167,86	167,93	168,82
РУП «Минсэнерго»	206,2	203,7	219,8	166,29	165,63	165,68
РУП «Могилевэнерго»	185,3	188,8	185,9	172,15	171,17	177,02
ГПО «Белэнерго»	238,5	238,4	241,3	166,16	166,36	166,36

– удельный расход топлива на производство электрической и тепловой энергии на мини-ТЭЦ составляет на уровне энергосистемы в целом Республики Беларусь;

– возможность создания на базе мини-ТЭЦ энергетического хаба, структурированного под интеграцию энергетических подотраслей, источников распределенной генерации и опцию генерации «зеленых» энергоносителей.

Строительство новых мини-ТЭЦ на биомассе в Республике Беларусь целесообразно в рамках создания новых и модернизации существующих систем централизованного теплоснабжения, но эффективность строительства в каждом конкретном случае должна подтверждаться результатами комплексного технико-экономического обоснования, выполняемого с учетом как прямых, так и косвенных факторов, включающих анализ потерь в электрических сетях, возможностей топливной инфраструктуры, топологии и параметры существующих тепловых сетей, возможности работы по графику электрических нагрузок, складывающемуся в энергосистеме.

Несмотря на отмеченные достоинства и преимущества древесного топлива и в, частности, щепы, оно менее удобно в применении, а капитальные затраты на создание новых энергетических систем выше, чем для таких же систем, использующих природный газ или мазут. Однако для повышения конкурентности использования древесного топлива необходимо создавать свою производственную структуру по изготовлению оборудования для энергоисточников, что обеспечивает как энергетическую безопасность, так и экономическую независимость Республики Беларусь.

В природно-экономических условиях Республики Беларусь с учетом опыта Австрии, Финляндии и др. стран целесообразно использовать отходы лесопиления и деревообрабатывающих производств или создавать плантации быстрорастущих древесно-кустарниковых пород, например, ивы белой вида *salix alba.*

Литература

1. О Государственной программе «Энергосбережение» на 2021–2025 годы: постановление Совета Министров Респ. Беларусь от 24 февраля 2021 г. № 103 в ред. от 28 декабря 2023 г. № 959 [Электронный ресурс]. Код доступа: https://pravo.by/natsionalnyy-reestr/poisk-v-reestre/?p1=5/52666.

2. Родькин О. И. Производство возобновляемого биотоплива в аграрных ландшафтах: экологические и технологические аспекты: монография. – Мн.: МГЭУ им. А. Д. Сахарова, 2011. – 212 с.

3. Бутько А. А., Пашинский В. А., Родькин О. И. Оценка энергоемкости производства щепы при возделывании древесно-кустарниковой породы с коротким периодом роста ивы белой вида Salix alba / / Энергоэффективность. – 2016. – № 6. – С. 24–27.

4. Бутько А. А., Пашинский В. А., Родькин О. И. Технико-экономические аспекты производства щепы при возделывании ивы белой (Salix alba) / / Экология. – 2017. – № 3. – С. 91–100.

5. Бутько А. А., Пашинский В. А., Родькин О. И. Оценка биоэнергетической эффективности технологии возделывания ивы в короткоцикловых посадках / / Вестник ИрГСХА. – 2016. – № 75. – Иркутск: Изд-во ИрГСХА. – 2016. – С. 8–17.

6. Vos, J. Передовой опыт в использовании энергии биомассы. – Мн.: Учебно-выставочный и издательский центр УП «Белэнергосбережение». – 2006. – 198 с.

7. Методические рекомендации по составлению технико-экономических обоснований для энергосберегающих мероприятий / / Энергоэффективность. – 2017. – С. 1–24.

8. Бутько А. А., Пашинский В. А., Родькин О. И. Оценка биоэнергетической эффективности транспортной логистики щепы быстрорастущей ивы / / Энергетическая стратегия. – 2025. – № 1 (103). – С. 46–49.

9. Пашинский В. А., Бутько А. А. Биоэнергетическая эффективность тростника обыкновенного, произрастающего на торфяниках / / Энергоэффективность. – 2025. – № 2. – С. 28–32.

Technical and economic aspects of design and operating biomass plants in Belarus

V. A. Pashynski,
International State Environmental Institute named after A.D. Sakharov of the Belarusian State University, PhD, associate professor

A. F. Molochko,
Belarusian Thermal Power Engineering Institute, lead engineer at the General Energy Department

Biofuel is the most common renewable energy resource. Fast-growing plant species such as spruce, poplar, etc. is the most promising biofuel resource. On the example of the Republic of Belarus we analyze the opportunities of the use of fast-growing willow trees as a biofuel source. We performed a feasibility study on efficiency of biofuel plants in Belarus. Over the past three years, the specific fuel consumption for the production of 1 kW h of electricity at the Pruzhany mini-plant is 242.6 g while in the energy system of the Republic of Belarus in general it's 239.4 g.

Keywords: *biofuel, renewable energy, efficiency.*

УДК 620.9

Разработка модели для оценки стоимости гидроресурса в гидротепловой энергосистеме на основе анализа опыта эксплуатации

Т. В. Мятеж,
Новосибирский государственный технический университет, канд. техн. наук

Р. В. Волосатов,
Новосибирский государственный технический университет

И. А. Глубоков,
Новосибирский государственный технический университет

Ю. А. Секретарев,
Новосибирский государственный технический университет, доктор технических наук, профессор

В. Я. Любченко,
Новосибирский государственный технический университет, кандидат технических наук

О. С. Атаманова,
Новосибирский государственный технический университет

Растущий дефицит водного ресурса, вызванный совокупным воздействием роста населения, ускорения экономического развития и изменения климата, повышает важность управления и распределения водных ресурсов способами, которые помогут повысить экономическую эффективность и учесть взаимосвязь между производством продовольствия, выработкой энергии и судоходными путями. В данной работе изложены основные тезисы методологии оценки ценности водных ресурсов при альтернативном использовании. Целью работы является определение основных элементов интегрированного системного подхода к моделированию, который возможно будет применять к различным географическим особенностям. Отчет включает в себя подробную концептуальную структуру для оценки экономической ценности воды и структуру моделирования, которая отражает связи и между гидрологическими системами (например, судоходством) и экономическими системами (например, производством продовольствия и энергии).

Ключевые слова: *гидроэлектростанция, водно-энергетический режим, водохранилище, математическая модель, устойчивое развитие.*

Глобальные запасы пресной воды все больше подвергаются риску из-за совокупного воздействия растущего населения, роста доходов, быстрой урбанизации и изменения климата. Демографические и экономические тенденции порождают постоянно растущий спрос на воду во всем мире, в то время как изменение климата меняет характер осадков и глобальный водный цикл способами, которые до сих пор не до конца изучены.

Традиционно водные ресурсы рассматривались преимущественно как базовое право человека, и политика на всех уровнях (местном, государственном и национальном) часто ориентировалась на обеспечение водоснабжения домохозяйств и других пользователей при минимальных затратах, несмотря на то что вода – ограниченный ресурс, который следует эффективно использовать и сохранять.

Во многих странах стоимость воды субсидируется, что означает, что конечные потребители платят меньше, чем фактические расходы на ее поставку и распределение. Такая практика приводит к неэффективному потреблению воды и ее неравномерному распределению между различными отраслями. Например, политика, ориентированная на поддержку сельского хозяйства или энергетического сектора, такая как субсидирование энергии для сельскохозяйственного производства, используется для откачки воды для орошения, что усугубляет проблемы водоснабжения. Неоправданное потребление и нерациональное распределение воды создают избыточную нагруз-

ку на ограниченные запасы пресной воды, что вызывает важные вопросы справедливости, как в пределах одного поколения, так и между ними. Такая напряженность в распределении водных ресурсов особенно заметна в засушливых районах с растущим населением.

Чтобы повысить эффективность использования водных ресурсов на всех уровнях – от местного до глобального, важно понимать и подчеркивать ценность воды в разных ее применениях. Знание того, где и когда забор воды будет наиболее выгодным для производителей и потребителей, критически важно для разработки эффективных стратегий управления водными ресурсами и принятия обоснованных решений по инвестициям в инфраструктуру. Все больше внимания уделяется методам ценообразования на воду, ориентированным на стимулирование. В таких подходах цена воды должна отражать оптимальное распределение ресурса между его различными использованием с целью максимизации экономической выгоды. Однако правильная экономическая оценка водных ресурсов — задача технически сложная и требует обширных данных как о физических, так и о социально-экономических аспектах. К сожалению, простые методы оценки водных ресурсов могут привести к «средним» данным о стоимости, которые либо завышают, либо занижают реальную экономическую ценность воды, поскольку они не учитывают настоящие затраты и дефицит ресурса. Использование таких оценок в политических или управленческих решениях может способствовать неэффективному использованию воды.

Для повышения эффективности управления водными системами крайне важно начать учитывать многочисленные связи и взаимозависимости между водными сетями и другими ключевыми секторами развития, такими как производство продовольствия и выработка энергии. Поскольку системы продовольствия, энергии и водных ресурсов ежедневно переплетаются между собой все теснее, становится важно разрабатывать и применять аналитические структуры для улучшения оценок стоимости для принятия обоснованных управленческих решений и более эффективного распределения водных ресурсов. Ключевой особенностью этой структуры является интеграция систем водных ресурсов (гидрологических моделей) с системами поведения человека (экономическими моделями) посредством подхода гидроэкономического моделирования.

Концептуальные основы экономической оценки и оптимизации воды

Экономические издержки и выгоды альтернативного использования воды создают как компромиссы, так и синергию между использованием воды для производства энергии, производства продуктов питания, бытового и промышленного потребления. Кроме того, изменения в управлении земельными ресурсами могут повлиять на гидрологический поток и спрос на воду. Гидроэкономическое моделирование хорошо подходит для связей между различными группами интересов, поскольку этот подход охватывает физические и экономические связи между продовольственными, энергетическими и водными системами в пространстве и времени (рис. 1).

Ниже описана базовая концептуальная структура оценки и оптимизации водных ресурсов в рамках гидроэкономической модели. Далее представлено определение термина «экономическая ценность» и того, как его можно применять к конкретным видам использования ресурсов подземных и поверхностных вод, в том числе для производства продовольствия и энергии.

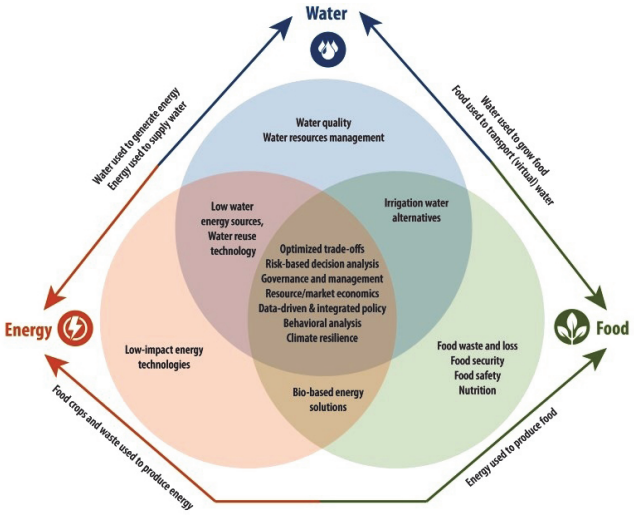


Рис. 1. Концепция экономической ценности, применяемая к воде

Концепция экономической ценности, применяемая к природным ресурсам, таким как вода, или любой другой тип физического актива или товара, в конечном итоге должна быть связана с предпочтениями людей и благосостоянием, которое они получают от ресурсов, активов или товаров. Водные ресурсы имеют экономическую ценность в той мере, в которой люди готовы платить за них определенную цену. По этой причине, чтобы измерить экономическую ценность в валютном выражении, экономисты чаще всего полагаются на концепцию готовности платить (WTP). Для товаров и услуг, которые активно торгуются, WTP можно непосредственно наблюдать в их рыночных ценах.

Напротив, многие из преимуществ, предоставляемых водными ресурсами, не покупаются и не продаются на рынках; однако, они все равно представляют важную экономическую ценность. Независимо от того, как используется водный ресурс, его ценность при любом конкретном использовании обычно может быть представлена кривой предельной выгоды (рис. 2). Горизонтальная ось представляет количество использованной воды. Высота кривой предельной выгоды, показанная

стрелками, представляет максимальную WTP для каждой дополнительной единицы воды для указанного использования (и периода времени). Кривая предельной выгоды имеет нисходящий наклон, чтобы отразить снижающуюся предельную выгоду. Например, если вода используется для орошения сельхозугодий, первые несколько используемых единиц будут иметь относительно высокую ценность для фермеров, но ценность дополнительных единиц в конечном итоге будет снижаться, поскольку они обеспечивают все меньше и меньше дополнительной выгоды фермеру. Если количество воды, используемой в данной конкретной деятельности, равно Q_1, то общая выгода (и, следовательно, общая стоимость) данного конкретного использования воды представлена площадью под кривой предельной выгоды до Q_1, как показано на рис. 2. Связанное понятие – средняя ценность (средняя выгода) воды. Для любого количества воды Q_1 ее можно рассчитать как общую вы году, деленную на количество – другими словами, среднее значение $Q_1 = TB(Q_1)/Q_1$. Очевидно, что это отличается от предельной выгоды. Хотя это не показано на рис. 2, в этом конкретном случае средняя ценность воды всегда будет больше предельной выгоды (за исключением первой единицы, в этом случае они будут одинаковыми).

Рис. 2. Кривая предельной выгоды

Подходы к средней стоимости обычно начинаются с оценки общей стоимости ресурса или общих расходов, выделенных на водопотребление деятельности. Затем эта общая стоимость делится на общее количество воды, использованной в этой деятельности за тот же период. С помощью методов, которые учитывают другие производственные затраты, можно оценить остаточную стоимость вклада воды. Использование кривых предельной выгоды в оценке водных ресурсов имеет много преимуществ по сравнению с подходами к средней стоимости. В соответствии с экономической теорией мы ожидаем, что стоимость природного ресурса будет увеличиваться с уровнем дефицита. По мере того, как воды становится меньше, потребители готовы платить больше за единицу. Эта дефицитная стоимость наблюдается на других рынках ресурсов, таких как минералы и нефть, где временный дефицит поставок приводит к росту цен. Поскольку средняя стоимость воды, как правило, больше предельных стоимостей, исследования по оценке водных ресурсов, основанные на подходах средней стоимости, обычно принимают стоимость воды за единицу.

Поскольку предельные значения отражают дефицит воды, оценка предельной выгоды может позволить управляющим водными ресурсами устанавливать более эффективные ценовые структуры и сокращать систематическую неэффективность. Кривые предельной выгоды в водном секторе сродни кривым спроса – они отражают цену, которую общество или отдельная группа пользователей готовы заплатить за ресурс при заданном предоставленном количестве. Использование предельной выгоды предлагает улучшенный метод прогнозирования неявной цены воды. Такая информация может иметь решающее значение для установления ставок, установления тарифных структур или просто для возмещения государственных расходов, выделенных на распределение и очистку воды. Подход на основе средней стоимости может предоставить метрику стоимости где-то вдоль кривой предельной выгоды, но он не будет отражать предельную стоимость воды на уровне текущего потребления.

Помимо различения предельных, средних и общих выгод, важно различать выгоды у источника и на месте для воды. Перемещение воды из источника (например, из реки или из водоносного слоя) к месту ее использования (например, на фермерское поле или в домашний кран) влечет за собой затраты. В результате WTP пользователя за воду у источника, как правило, будет ниже, чем на месте ее использования. Разница может включать постоянные затраты на инфраструктуру (например, трубы, каналы и насосные станции), которые не изменяются напрямую в зависимости от количества поставляемой воды, и переменные затраты, такие как затраты на электроэнергию и, в некоторых случаях, затраты на очистку, которые зависят от количества поставляемой воды.

Учитывая это различие, говоря о ценности воды, мы в основном концентрируемся на преимуществах воды в ее источнике. Она не включает отдельную и дополнительную ценность, связанную с доставкой воды к месту использования (водораспределение) и очисткой воды перед использованием для улучшения ее качества. Ценности и затраты на доставку и очистку воды не игнорируются, но они сохраняются отдельно и используются для определения чистых преимуществ в точке использования. При оценке воды у ее источника важно учитывать множество способов, которыми вода может использоваться или цениться для поддержания благосостояния человека. Для оценки природных ресурсов с множественными выгодами, таких как вода, экономисты часто используют структуру общей экономической стоимости, например, показанную на рис. 3. Данная структура для воды обеспечивает иерархию классификаций, которая начинается с разделения стоимости использования и стоимости неиспользования. В отличие от цены за использование, которая связана с определенными видами деятель-

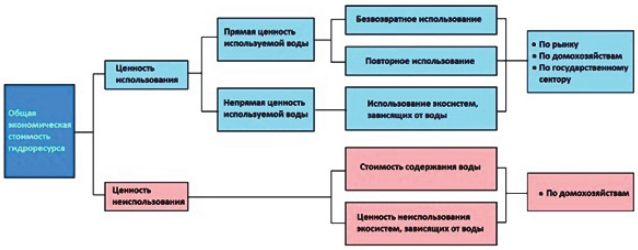


Рис. 3. Схема общей экономической стоимости оценки водных ресурсов

ности человека, требующими воды, имеет место цена за неиспользование от того факта, что водный ресурс существует и охраняется. На рис. 3 также показаны три общие категории бенефициаров стоимости, связанной с водой. Он показывает, что стоимость использования для воды могут накапливаться как в домохозяйствах, так и в коммерческих учреждениях или в организациях государственного сектора. С другой стороны, неиспользуемые ценности по определению могут накапливаться только в домохозяйствах и в лицах, которые являются их частью

В иерархии, представленной на рис. 3, стоимость для потребителя далее подразделяется на прямые и косвенные стоимости. Водный ресурс обеспечивает прямую потребительскую стоимость, когда сама вода используется людьми для производства товаров или услуг или для поддержки их благополучия. Он обеспечивает косвенную потребительскую стоимость через свою роль в поддержке других природных процессов или особенностей (например, растительный и животный мир), которые люди напрямую используют. Например, вода, впадающая в водоем, обеспечивает косвенную потребительскую стоимость для рыболовов, поддерживая естественную среду обитания для рыбы, которую они ловят. В этой структуре неиспользуемые стоимости также разделяются на те, которые напрямую получены из водного ресурса, и те, которые связаны с другими природными системами, зависящими от воды (например, исчезающие водные виды).

В этом случае также разделяются значения прямого использования. Это различие важно, поскольку оно помогает определить виды использования и ценности, которые делают его более похожим на частное благо (только один пользователь может получать выгоду одновременно) и те, которые больше похожи на общественное благо (несколько пользователей могут получать выгоду одновременно). Основные различия между частными и общественными благами, а также те, которые имеют характеристики обоих – общих благ и общих ресурсов – и предлагает стандартную микроэкономическую таксономию для этих типов благ. Они различаются двумя основными измерениями: соперничеством и исключаемостью. Соперничество означает, что большее потребление блага одним человеком напрямую снижает доступность и потребление блага другими людьми. Исключаемость означает, что доступ к благу может быть ограничен количеством людей. Чистые частные блага являются как конкурентными, так и исключаемыми, тогда как чистые общественные блага не являются ни тем, ни другим.

Понимание и учет этих различий имеет важное значение при измерении общей стоимости водных ресурсов. Потребительское использование по своей сути имеет больше сходств с частными благами, поскольку является конкурентным в использовании, другими словами, когда один человек извлекает единицу воды для одного использования она больше не доступна (в это время и в этом месте) для другого человека или другого использования. Напротив, непотребительские виды использования больше похожи на общественное благо; они не обязательно исключают другие непотребительские виды использования. Например, вода, хранящаяся в водохранилище для гидроэлектроэнергии, также может использоваться для отдыха, и несколько пользователей могут использовать один и тот же водоем одновременно.

Ценность и оптимальное распределение воды

Из-за различий в выгоде и затратах на использование воды в различных видах деятельности ценность воды в ее источнике будет зависеть от того, как она используется. С точки зрения экономической эффективности оптимальным распределением воды является такое, которое максимизирует сумму ее общей ценности по различному типу пользования.

Оптимальный подход к распределению опирается на экономическую теорию природных ресурсов и позволяет моделировать эффективное распределение воды в пространстве и времени и по эндогенным (т. е. полученным из модели) группам пользователей вместо того, чтобы предполагать простое распределение. В условиях политики часто важно предполагать базовые распределения и существующие профили управления водными ресурсами, а модели оптимизации можно изменять по таким предположениям.

Однако может быть важно учитывать общую стоимость воды при отсутствии неэффективных методов управления водными ресурсами, их распределения или структур ценообразования, особенно если целью оценки является определение стоимости конечного запаса воды в течение определенного периода. На рис. 4 показана концепция оптимального распределения воды на простом примере, включающем только два потенциальных вида водопотребления: орошение в сельском хозяйстве и охлаждение воды для производства энергии. Для упрощения мы предполагаем, что вся вода, извлеченная для любого использования, потребляется и не возвращается в основной запас. Ширина горизонтальной оси Q представляет собой общий запас доступной воды за определенный период времени. На этом этапе для упрощения мы предполагаем, что это «статическая» проблема одного периода. Воду нельзя сохранить для следующего периода

Рис. 4. Принцип эквимаргинальности: оптимальное распределение воды между двумя водопользователями

(т. е. использовать ее или потерять), поэтому вопрос в том, как наилучшим образом использовать запас в этот период. Левая вертикальная ось измеряет выгоду от воды для сельскохозяйственного производства, а правая вертикальная ось измеряет выгоду от производства энергии. Обе меры выражаются в виде значений на единицу воды, например, $\$/м^3$. Кривая Q_a представляет собой предельную выгоду от количества воды Q_a, используемой для сельского хозяйства (измеряется слева направо по горизонтальной оси, аналогично кривой предельной выгоды на рис. 2). Кривая Q_e представляет собой предельную выгоду от воды, используемой для производства энергии; однако количество воды, используемой для производства энергии Q_e, измеряется справа налево.

Физическое ограничение по воде в этом случае с одним периодом, где два вида водопользования являются взаимоисключающими (т. е. каждая отдельная единица воды в этом случае не является общественным благом, которым могут пользоваться более одного пользователя одновременно), заключается в том, что совокупное водопользование в двух секторах не может превышать общий доступный запас:

$$Q_a + Q_e < Q \qquad (1)$$

При таком оптимальном распределении общая совокупная ценность воды при двух видах использования максимизируется (т. е. максимизируется общая площадь под двумя кривыми предельной полезности).

Этот момент также относится к принципу равнодоходности, который гласит, что оптимальное распределение ограниченного ресурса будет происходить в точке, в которой предельные выгоды будут равны между конкурирующими пользователями ресурса.

Этот пример оптимизации за один период подчеркивает важную концепцию компромисса для оценки воды, которая представляет собой альтернативную стоимость использования воды. Когда использование воды является взаимоисключающим, как в этом случае, то использование единицы воды в одном секторе означает, что нужно отказаться от выгоды использования этой воды в другом секторе. Эта упущенная выгода является альтернативной стоимостью. Следовательно, предельная выгода использования воды в одном секторе может быть интерпретирована как предельная альтернативная стоимость использования в другом секторе. Когда существует более двух альтернативных видов использования воды, то предельная альтернативная стоимость использования в одном секторе равна максимальной предельной выгоде использования воды в любом из других секторов.

Этот пример также помогает подчеркнуть важное различие между двумя концепциями экономической ценности, относящимися к водным ресурсам:

1. Плавающая стоимость гидроресурса, которая представлена предельной полезностью каждой дополнительной единицы воды.

2. Фиксированная стоимость гидроресурса, общая стоимость всех доступных источников в данный период, которая представлена площадью под кривыми предельной выгоды.

Для модели с одним периодом стоимость запаса максимизируется, когда значения потока выравниваются по различным альтернативным вариантам использования. При этом оптимальном распределении выровненное значение потока $Q_a = Q_e$ происходит при оптимальной цене или неявной цене воды.

Этот простой пример с одним периодом можно адаптировать для включения водопользования, которое не является взаимоисключающим, в этом случае вода имеет характеристики общественного блага. В этом адаптированном примере (показанном на рис. 5) мы заменяем потребительское использование (вода для сельскохозяйственного орошения) двумя непотребительскими видами использования (гидроэнергетика и индустрии туризма). Эти два вида использования не являются взаимоисключающими (неконкурентными) по отношению друг к другу – поток в русле реки, используемый для гидроэнергетики, может также использоваться для туризма – но они оба являются взаимоисключающими по отношению к использованию воды для орошения (предполагая, что вода для орошения забирается выше по течению от точки, где происходят два других вида использования). В результате кривые предельной выгоды являются аддитивными; другими словами, предельные выгоды для сплава могут быть добавлены к предельным выгодам для гидроэнергетики. Если не учитывать выгоды от рекреационного

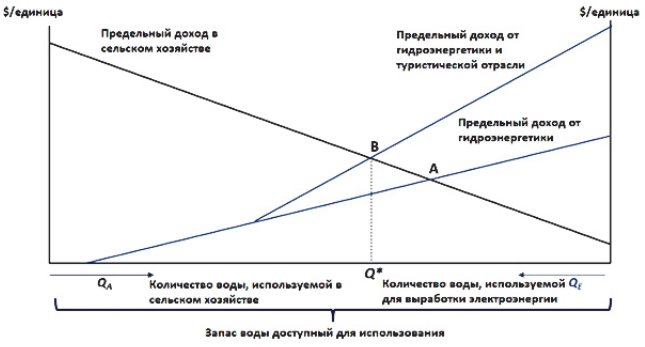


Рис. 5. Оптимальное распределение воды при многократном непотребительском использовании одного и того же ресурса

использования, то оптимальное распределение соответствовало бы точке А (где предельные выгоды для сельского хозяйства и гидроэнергетики одинаковы). Однако при положительных рекреационных выгодах оптимальное распределение воды меняется с точки А на точку В, что увеличивает распределение для энергии (и отдыха) и уменьшает распределение для сельского хозяйства, до точки, где предельные выгоды для сельского хозяйства равны сумме предельных выгод для гидроэнергетики и отдыха.

Структура, используемая для концептуализации решений о распределении воды на один период (статических), также может быть адаптирована для изучения решений о распределении воды на несколько периодов (динамических). В динамическом контексте необходимо учитывать и сравнивать значения для водных услуг во времени. Рассмотрение межвременных компромиссов, связанных с использованием воды, особенно важно, когда водные ресурсы не пополняются быстро (например, ресурсы подземных вод в засушливых регионах). В этих случаях доступность ресурса для будущих пользователей зависит от того, сколько его используется в настоящем.

Рис. 6 представляет концепцию динамической оптимизации в решениях по распределению воды с использованием простого примера с двумя периодами. Эта структура очень похожа на структуру с одним периодом, показанную на рис. 4 и 5; однако, вместо распределения воды по двум различным видам использования в один и тот же период времени, этот простой пример распределяет один тип использования воды (потребление человеком) по двум периодам времени.

Для упрощения предположим, что ресурс не восполняется сам по себе, как водоносный горизонт подземных вод (т. е. это невозобновляемый ресурс), и что запас воды Q доступен только в течение двух периодов.

Важной особенностью этого примера динамической оптимизации является то, что решение о распределении должно быть принято в текущем периоде (период 1). Поэтому для воды, используемой в будущем, мы должны учитывать, сколько оцениваем эти виды использования в текущем периоде.

Рис. 6. Динамическая оптимизация: эффективное межвременное распределение невозобновляемого источника воды в двухпереидной модели с одним типом водопользования

Другими словами, мы должны учитывать текущую стоимость использования воды в периоде 2. Чтобы решить эту проблему, мы применяем традиционный подход «дисконтирования». При этом подходе выгоды, полученные (и понесенные затраты) в более отдаленных будущих периодах, получают меньший вес, чем те, которые получены ближе к настоящему. Это дисконтирование будущих периодов призвано отразить предпочтение текущего потребления по сравнению с будущим. Это временное предпочтение само по себе подтверждается рыночными процентными ставками, которые выплачиваются для компенсации людям их сбережений (т. е. отложенного потребления). Существует обширная литература, изучающая концептуальную основу, этические основы и соответствующие методы дисконтирования. Ставки дисконтирования обычно варьируются от 2 до 12 процентов в зависимости от учреждения, страны или контекста, в котором применяется ставка дисконтирования. Более низкая ставка подразумевает меньшую скидку на ценности будущего использования воды (или более высокую ценность потенциального будущего использования ресурса).

Учитывая эту перспективу текущего периода, все выгоды, представленные на рис. 6, должны интерпретироваться как приведенные значения. Другими словами, кривые MB1 и MB2 представляют дисконтированные по времени значения (к периоду 1) предельных выгод от использования воды в периоды 1 и 2 соответственно. В этом примере нижние индексы относятся к периоду времени, в котором используется вода, а не к различным типам использования воды. Верхние индексы относятся к периоду, с которого оценивается использование воды. В математических терминах приведенное значение в периоде 1 предельных выгод от использования воды в периоде 2 можно выразить как:

$$MB_1 = MB_2/(1 + r), \qquad (2)$$

где r – ставка дисконтирования.

В этом двухпериодном контексте оптимальным распределением является распределение по периодам времени (Q_1^*, Q_2^*), которое максимизирует общую текущую стоимость водопользования. Физическое ограничение воды в этом случае заключается в том, что общее использование воды за два периода не может превышать общий доступный запас Q, который для простоты предполагается фиксированным (невозобновляемым):

$$Q_1 + Q_2 < Q. \qquad (3)$$

Как показано на рис. 6, оптимальное распределение воды снова происходит там, где пересекаются две кривые предельной выгоды. В этом случае это происходит там, где текущая стоимость (в периоде 1) предельных выгод от использования воды в каждом периоде одинакова.

$$MB_1(Q_1) = MB_2(Q_2) \qquad (4)$$

При таком оптимальном распределении общая совокупная стоимость водопользования за два периода (т. е. общая площадь под двумя кривыми) максимальна.

Обобщая этот пример с двумя периодами, мы можем рассмотреть будущее, включающее несколько (даже бесконечных) периодов времени. Эти периоды обозначаются как t, что представляет собой количество периодов времени в будущем (таким образом, что $t = 0$ представляет собой текущий период). Мы определяем динамическую эффективность как путь извлечения ресурсов с течением времени, который максимизирует чистую приведенную стоимость ресурса. В этом динамическом контексте мы также определяем pt как «цену» воды в период t. Предполагается, что эта цена равна недисконтированной предельной выгоде от использования воды в период.

$$P_t = MB_t(Q_t) \quad (5)$$

Эквивалентность цены и предельной выгоды подразумевает, что если бы с водопользователей взималась плата в размере P_t, они бы использовали воду до тех пор, пока предельная выгода от ее использования не сравняется с ценой.

Таким образом, данный алгоритм предполагает, что возможно определить оптимальную точку для распределения гидроресурса, опираясь на интересы различных участников водно-хозяйственного комплекса.

Практикаа в формировании оценки стоимости гидроресурса

В странах Европы участники водно-хозяйственного комплекса, включая гидроэлектростанции, рыболовные хозяйства и судоходные компании, обычно оплачивают использование водных ресурсов. Эти платежи могут принимать форму лицензий, сборов или налогов, и их размер зависит от объема и характера использования воды.

Обоснование стоимости использования водных ресурсов:

1. Экономическая ценность воды. Вода является ограниченным и ценным ресурсом, и ее использование в промышленных или коммерческих целях должно отражать ее экономическую ценность. Оплата за использование воды стимулирует более эффективное и рациональное ее потребление.

2. Покрытие затрат на управление и инфраструктуру. Сборы помогают покрыть расходы на поддержание и развитие водной инфраструктуры, а также на управление водными ресурсами, включая мониторинг качества воды и обеспечение ее доступности.

3. Охрана окружающей среды: платежи могут использоваться для финансирования мероприятий по охране водных экосистем и восстановлению водных ресурсов, что способствует устойчивому использованию водных ресурсов.

4. Справедливое распределение ресурсов: Установление платы за использование воды способствует справедливому распределению водных ресурсов между различными пользователями и секторами экономики.

В странах Европейского Союза действует Рамочная водная директива, которая устанавливает принципы устойчивого управления водными ресурсами. Согласно этой директиве, государства-члены обязаны внедрять системы оплаты за водопользование, отражающие принцип «пользователь платит», с учетом экологических и экономических факторов.

Рамочная водная директива (РВД) Европейского Союза (*Water Framework Directive*, WFD, Директива 2000/60/ЕС) — это основной нормативный акт ЕС, регулирующий управление водными ресурсами. Она была принята в 2000 году и установила стандарты для всех водных объектов в странах-членах ЕС, включая реки, озера, подземные воды и прибрежные морские воды.

Основные принципы директивы включают в себя:

1. «Пользователь платит» (*Polluter Pays Principle*) – пользователи, которые извлекают выгоду из использования водных ресурсов или загрязняют их, обязаны компенсировать эти действия. Сюда входят сборы за забор воды из рек или подземных источников и платежи за сброс загрязненных вод.

2. Экономический анализ водных ресурсов: для установления справедливых сборов и тарифов страны-члены обязаны проводить анализ затрат и выгод использования водных ресурсов.

3. Планирование управления речными бассейнами: каждая страна-член должна разработать и внедрить План управления речным бассейном *(River Basin Management Plan)*. Этот план пересматривается каждые 6 лет.

В странах Европейского Союза, таких как Германия и Франция, действуют системы оплаты за использование водных ресурсов, которые учитывают характер и объем водопользования. Например, существуют дифференцированные сборы для различных отраслей, включая сельское хозяйство, промышленность и энергетику. Платежи зависят не только от объема потребления, но и от влияния на окружающую среду: пользователи, оказывающие большее воздействие на экосистему, платят больше. Такой подход стимулирует рациональное использование воды и минимизацию ущерба экосистемам.

Ключевым элементом управления является мониторинг качества воды. Установленные системы мониторинга позволяют отслеживать состояние водных объектов и выявлять нарушения. Страны – члены ЕС обязаны выполнять требования директивы, а за несоблюдение предусмотрены санкции. Полученные средства от водопользователей направляются на модернизацию инфраструктуры, восстановление экосистем и продолжение мониторинга, что способствует устойчивому управлению водными ресурсами.

Директива уже доказала свою эффективность. Например, в странах Северной Европы удалось значительно улучшить качество воды в реках и озерах, снизив уровень загрязнений. В средиземноморских странах она стала важным

инструментом для борьбы с дефицитом воды и регулирования ее распределения. Таким образом, Рамочная водная директива обеспечивает баланс между экономическими интересами и экологической ответственностью, формируя основу для устойчивого использования водных ресурсов.

В российской практике предпринимались попытки создания подобных методик, хотя они так и не увенчались успехом. Что касается оптимизации режимов работы водно-хозяйственного комплекса, то здесь можно отметить использование методики сведения водного баланса с определением расхода воды по конкретным потребителям, таким как, рыбное хозяйство, водный транспорт, промышленность, сельское хозяйство, а также бытовое население. Поскольку в основе всего ВХК лежит электроэнергетика, которая является инфраструктурной отраслью, то необходимо проанализировать методики, используемые для оптимизации ее режимов работы.

Аналогом к предлагаемой методике является известный в настоящее время способ оптимального распределения нагрузки энергосистемы между гидроэлектростанциями и тепловыми электрическими станциями на основе равенства дифференциальных характеристик расхода топлива на тепловых электростанциях и расхода воды на гидравлических. Такие характеристики еще в СССР получили названия характеристик относительных приростов (ХОП).

Реализация подхода определения стоимости гидроресурса на примере водохозяйственного комплекса города Новосибирск

Объектом исследования является Новосибирский ВХК, основой которого является Новосибирская ГЭС.

В отличие от методики неопределенных множителей Лагранжа, данная методика позволяет определить соответствующие значения относительного прироста расхода воды на ГЭС и топлива на эквивалентной ТЭЦ за одну итерацию путем построения линии безразличия на основе использования теории предельной полезности, что свидетельствует об эффективности разработанной методики за счет сокращения объема машинной памяти на решение задачи [1]. Более того, она позволяет учесть изменчивость напора в течение суток, не прибегая к применению сложных алгоритмов.

В последнее время все большую актуальность приобретает использование возобновляемых источников энергии, к которым относятся гидроэлектростанции. Поэтому оптимизации режимов ее работы следует уделять особое внимание. В качестве критерия оптимизации предлагается использовать критерий максимизации прибыли. При этом особое внимание следует уделять стоимости водопользования в рамках всего водохозяйственного комплекса, поскольку гидроэлектростанция является его непосредственным и инфраструктурным участником. Более подробно вопросы, связанные с определением стоимости гидроресурсов, изложены в [2].

Субъекты оптового рынка электроэнергии имеют собственные коммерческие интересы, целью которых является максимизация прибыли. В условиях конкурентного рынка каждый субъект стремится работать в выгодном для него режиме.

Для реализации предлагаемого критерия необходимо определить стоимость гидроресурса с точки зрения его функционирования в смешанной энергосистеме. В настоящее время в мировой практике стоимость воды учитывается только налогом на нее. Для России он составляет около 10–15 %.

Причем следует отметить, что эта задача носит краткосрочный характер и решается в течение каждого месяца, поскольку ГЭС обладает высокой маневренностью и режимы ее работы существенно зависят от природных условий (водности).

Практические испытания разработанной методики на ГЭС «Город Н» позволили определить стоимость воды для ГЭС в разное время года (паводковый период, период маловодья и период использования на хозяйственно-бытовые нужды). В период половодья стоимость воды для ГЭС «Город Н» составляет 0,1124 руб. за куб. м/с. В период маловодья – 0,1584 руб. за куб. м/с., а при использовании на хозяйственно-бытовые нужды – 0,1252 руб. за куб. м/с.

Важно отметить, что стоимость воды на ТЭЦ города N сопоставима со стоимостью топлива на этой ТЭЦ, что подтверждает правильность расчетов. Таким образом, стоимость воды на ТЭЦ за период эксплуатации составляет 0,1584 руб. за куб. м. В переводе на часы это составляет 570 руб. за куб. м., что сопоставимо со стоимостью тонны бурого угля, которая колеблется от 690 до 980 руб. за тонну в зависимости от сезона. Если провести аналогичные расчеты для угля местной добычи, используемого на тепловых электростанциях, то получается, что стоимость воды при эксплуатации ТЭЦ города N составляет половину стоимости одной тонны местного угля, т. е. 1200 руб. за тонну. Это подтверждает эффективность разработанной методики, поскольку она позволяет использовать вместо тепловых электростанций более экономичные и экологически чистые гидроэлектростанции.

Если МС единицы превышает ее MR, производитель должен избегать производства этой единицы. Такая единица производства не окупится [3].

С использованием положений методики, которая более подробно изложена в [4], был построен график максимизации прибыли и определена оптимальная мощность выпуска и цены реализации на период многоводного сезона. Данный график представлен на рис. 7.

В результате оптимизации в рамках сезона для наиболее важных месяцев (апрель, май, июнь), с точки зрения сработки и заполнения водохранилища получилось, что для апреля $N_{опт}$ = 335 МВт, цена продаж составляет 3170 руб./МВт·ч, для мая $N_{опт}$ = 385 МВт, цена продаж составляет 3230 руб./МВт·ч. и для июня $N_{опт}$ = 460 МВт, цена продаж составляет 3805 руб./МВт·ч.

Также методика была применена для периода маловодного сезона. График показан на рис. 8.

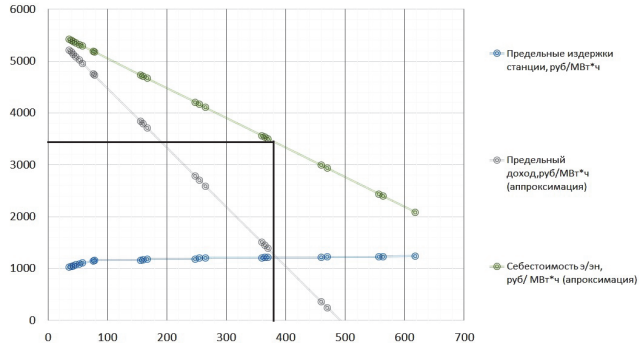


Рис. 7. График максимизации прибыли, когда предельный доход равен предельным издержкам

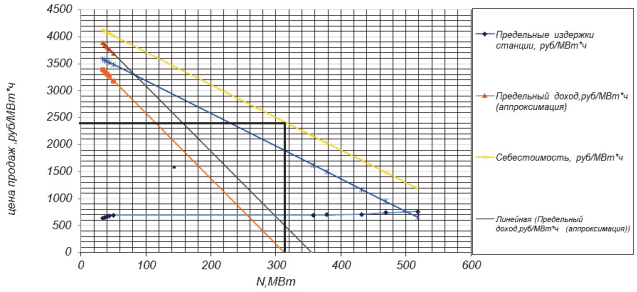


Рис. 8. График максимизации прибыли, когда предельный доход равен предельным издержкам

В результате оптимизации в рамках сезона для наиболее важных месяцев (апрель, май, июнь), с точки зрения сработки и заполнения водохранилища получилось, что для апреля $N_{опт}$ = 263 МВт, цена продаж составляет 2730 руб./МВт·ч, для мая и июня $N_{опт}$ = 305 МВт, цена продаж составляет 3600 руб./МВт·ч.

Это положительно скажется на повышении надежности ее функционирования в единой энергосистеме и ее конкурентоспособности. Дополнительным преимуществом является экологический эффект, поскольку критерий минимального расхода топлива в смешанной энергосистеме позволит ГЭС вытеснять ТЭС в балансе электроэнергии.

Представленная методика определения типичных гидрографов маловодных и средних по водности лет позволила увеличить мощность ГЭС города Н в период сработки водохранилища. Оптимальное перераспределение естественного речного стока получено путем расчета гарантированной мощности ГЭС годового регулирования с шагом дискретизации в один месяц. Полученные результаты показывают эффективность описанной методики оптимизации режима регулирования ГЭС в интервалы года с различной водностью. Получены значения гарантированных мощностей ГЭС, что позволяет оптимизировать режим ее работы для характерных периодов года (паводок, межень, хозяйственно-бытовой сток). Разработанный программный модуль позволяет автоматизировать водно-энергетический расчет.

Построен график максимизации прибыли по оптимальной выработке электроэнергии и цене ее реализации на многоводный период. На основе равенства предельной выручки и предельных издержек становится возможным обоснование цены реализации электроэнергии исходя из оптимального объема ее выработки.

Новый подход, заключающийся в изменении расчета распределения нагрузки по равенству относительных приростов расхода топлива для расчета эквивалентной тепловой электростанции на характеристику относительного прироста расхода воды на ГЭС, изменяет модель оптимизации режимов работы гидротермальных энергосистем на основе определения стоимости гидроресурса. Использование новой модели оптимизации особенно актуально при расчете водного баланса ГЭС.

В используемых до сих пор методах при решении задач оптимизации предполагалось, что уровень воды постоянен. Разработанная авторами модель учитывает изменение напора воды в течение суток. Постоянные изменения уровня воды накладывают дополнительные ограничения на процесс оптимизации, поскольку режим работы ГЭС на текущем интервале времени будет влиять на последующие интервалы времени. Необходимо совмещать расчет условий нижнего бьефа с оптимизацией распределения мощности между электростанциями, что представляет большие алгоритмические трудности.

Разработанная методика позволяет повысить эффективность использования водных ресурсов и эффективность участия ГЭС в энергобалансе, что дает возможность замещать часть электроэнергии, вырабатываемой тепловыми электростанциями, что существенно снижает объемы выбросов вредных веществ в атмосферу, а также объемы потребления углеродного топлива, в частности угля и газа.

Предложенная авторами синергетическая оптимизационная модель подходит для проведения оптимизации как режимов работы ГЭС, так и всего ВХК в целом.

Литература

1. Hejazi, M. I., Cai, X., Ruddell, B. L., (2008). The Role of hydrologic information in reservoir operation—learning from historical releases. *Adv. Water Resour.*, 31, 1636–1650.

2. Cheng, X., Feng, Z., Niu, W. (2020). Forecasting monthly runoff time series by single-layer feedforward artificial neural network and grey wolf optimizer. I*EEE Access*, 8, 157346–157355.

3. Myateg, T., Mitrofanov, S., Xi, C., Sekretarev, Y., Safaraliev, M., Volosatov, R., Arestova, A., Gulakhmadov, A. (2024). Long-term hydropower plant scheduling considering environmental and economic criteria. *Sustainability*, 16, 10106. https://doi.org/10.3390/su162210106.

4. Gou, X., Zhang, W., Zhang, F., Zhang, J., Zhang, J., Zhang, J. (2021). Research and analysis of on-line optimization algorithm of nonlinear model predictive control based on hydropower installation field. *IOP Conf. Ser. Earth Environ.* Sci. 632, 032006.

Concept development for cost estimation of water resources in the hydropower system based on operation experiences

T. V. Myatezh,
Novosibirsk State Technical University, Russia, PhD

R. V. Volosatov,
Novosibirsk State Technical University, Russia

I. A. Glubokov,
Novosibirsk State Technical University

Yu. A. Sekretarev,
Novosibirsk State Technical University, Russia, Doctor of Science, professor

V. Ya. Lyubchenko,
Novosibirsk State Technical University, Russia, PhD

O. S. Atamanova,
Novosibirsk State Technical University

Water scarcity caused by multiple effects of growing population, accelerating economic development, and climate change increases the importance of managing water resources more efficiently. This paper presents the key concepts of a methodology for estimating the value of water under alternative uses, including agriculture, power generation and consumption, and maximizing benefits from these resources through optimization analysis. We specified the key elements of an integrated systems modeling approach that can be applied to a variety of geographic locations. The paper includes a detailed conceptual framework for estimating the economic value of water and a modeling framework that reflects relations between hydrosystems and economic systems. The modeling components are described with examples from existing research and applications.

Keywords: *hydropower plant, water-energy mode, reservoir, mathematical model, sustainability.*

УДК 62.971

Исследование тепловых характеристик солнечных концентраторов типа CPC с использованием численного моделирования

Кахважи Марах,
Самарский государственный технический университет

Ал Джожо Ферас,
Самарский государственный технический университет

Тарабрина Т. Б.,
Самарский государственный технический университет, кандидат педагогических наук

В статье анализируются тепловые характеристики солнечных тепловых концентраторов типа CPC с использованием программного обеспечения TRNSYS для моделирования. Мы установили, что для достижения требуемой температуры 250 °C необходима площадь в 330 м^2, а оптимальный объем резервуара составляет 7 м^3. Температура в резервуаре увеличивается в соответствии с температурой солнечных концентраторов, при этом наблюдается незначительная разница между ними. При уменьшении солнечной радиации температура в резервуаре сохраняется стабильной, что предотвращает потери тепловой энергии. Было установлено, что 42,2 % тепловой энергии, необходимой для работы электростанции, получено от солнечных источников.

Ключевые слова: *возобновляемая энергиетика, солнечная энергия, солнечный тепловой концентратор, TRNSYS.*

В условиях глобального перехода к устойчивой энергетике и ужесточения экологических стандартов наблюдается растущая необходимость в возобновляемых источниках энергии, способных заменить традиционные ископаемые топлива. Солнечная энергия, являясь одним из наиболее перспективных возобновляемых ресурсов, занимает центральное место в процессе декарбонизации энергетического сектора. Однако для эффективного преобразования солнечной энергии в тепловую необходимо оптимизировать параметры солнечных концентраторов и систем хранения тепла. Основная цель настоящего исследования заключается в проведении тепловых исследований солнечных концентраторов, производящих пар для циркуляции в паровых турбинах на электростанциях с использованием программы моделирования TRNSYS.

Солнечная электростанция состоит из трех основных компонентов: солнечных концентраторов, самой электростанции и теплового резервуара, который располагается между ними. Использование теплового резервуара играет критически важную роль в функционировании солнечных электростанций, поскольку интенсивность солнечного излучения варьируется. Это проиллюстрировано на рис. 1, который демонстрирует изменение солнечной радиации (вертикальная ось) во времени (горизонтальная ось) на примере города Самары в июле. Отмечаем, что уровень радиации нестабилен и изменяется со временем. В связи с этим резервуар предназначен для

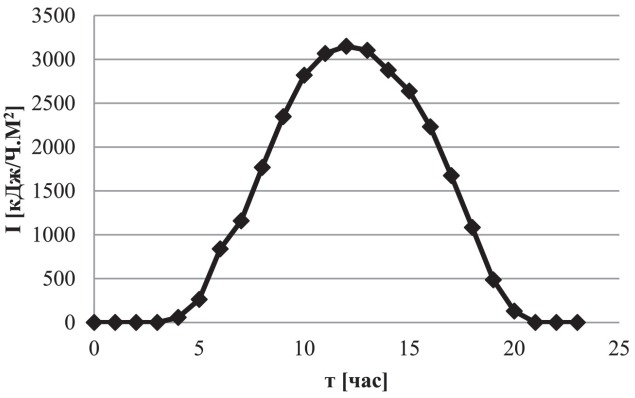


Рис. 1. Изменение интенсивности солнечного излучения в зависимости от времени (в течение июля) [7]

накопления тепловой энергии и обеспечения надежного источника для электростанции [1–4].

Определение температуры, создаваемой солнечными концентраторами, представляет собой сложную задачу, требующую решения множества уравнений для вычисления температуры. В связи с этим была выбрана программа TRNSYS – высокоадаптируемая графическая среда, разработанная для моделирования поведения систем, подверженных переходным процессам. Она состоит из двух основных компонентов. Первый компонент – это движок, который читает и обрабатывает входные данные, выполняет итеративное решение системы, определяет ее сходимость и строит графики системных перемен-

ных. Второй компонент TRNSYS включает обширную библиотеку элементов, каждый из которых моделирует функционирование отдельной части системы. Стандартный набор библиотек насчитывает около 150 моделей, охватывающих широкий спектр объектов, таких как насосы, многозонные здания, ветряные турбины, солнечные коллекторы и электролизеры, а также устройства для обработки метеорологических данных [5, 6].

Система включает поле солнечных концентраторов типа CPC, которое определяется с использованием модели Type74. Эта модель генерирует тепло и накапливает его в тепловом резервуаре модели Type 4 c, предназначенном для выработки пара для паротурбинных установок. Данный резервуар аккумулирует избыточное тепло и использует его в периоды нехватки, обеспечивая тем самым стабильный источник тепла для системы. Для циркуляции теплоносителя применяется насос модели Type 114. Солнечные конденсаторы собирают информацию о погодных условиях, включая температуру окружающей среды и уровень солнечного излучения, с использованием моделей Type 109-TMY2. Для визуализации результатов используется модель Type 65 d, которая позволяет проводить термическое исследование системы и представлять данные в виде графических кривых, изменяющихся во времени. Мы интегрировали эти модели, учитывая внутренние требования каждой из них [5, 6].

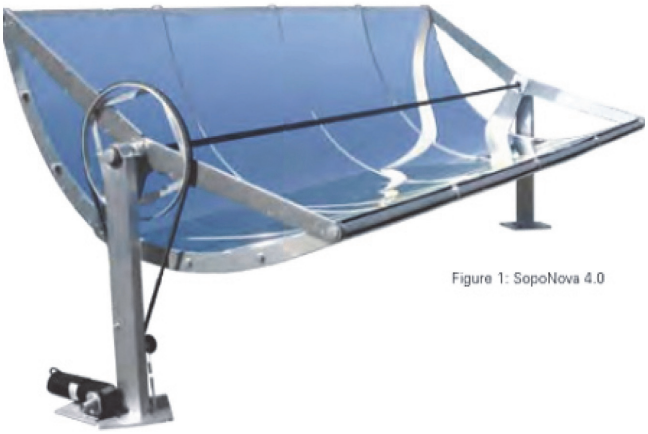


Рис. 2. Солнечные концентраторы типа Sopogy Soponova [8]

Исследовательские гипотезы:

– необходимая температура составляет 250 °C;

– используемые солнечные концентраторы относятся к типу Sopogy Soponova (рис. 2), их тепловое поле варьируется от 50 до 270 °C, что соответствует заданной температуре. Кроме того, требуемый массовый расход должен находиться в пределах от 22,7 до 45,4 л/мI [8].

В качестве теплоносителя мы применили THERMINOL 66, который способен оставаться в жидком состоянии при температуре до 370 °C, что позволяет достичь необходимого температурного режима [9].

Исследование тепловых характеристик концентраторов типа CPC *(Compound Parabolic Concentrator)* является особенно актуальным, так как концентраторы могут функционировать при рассеянном излучении и не требуют высокоточного трекинга, что способствует снижению эксплуатационных расходов. Использование таких систем на электростанциях может существенно снизить потребление ископаемого топлива и уменьшить выбросы углекислого газа. Моделирование в TRNSYS предоставляет возможность точно оценить энергетическую эффективность системы, что является необходимым условием для масштабирования технологии и ее интеграции в реальные энергосистемы.

На этапе моделирования системы мы выявили, что для достижения необходимой температуры требуется площадь в 330 м^2, в то время как объем теплового резервуара был рассчитан на основе анализа изменения полезной тепловой энергии от солнечных концентрационных панелей (вертикальная ось) во времени (горизонтальная ось), как показано на рис. 3. Мы определили, что оптимальный размер резервуара составляет 7 м^3, основываясь на расчете площади под кривой. Видно, что тепловая энергия колеблется со временем, что связано с нестабильностью интенсивности солнечного излучения, тепловая энергия нарастает с 6 до 12 часов, достигая своего пикового значения в 448 мДж/ч. После 12 часов наблюдается выраженный коллапс, обусловленный уменьшением интенсивности солнечного излучения.

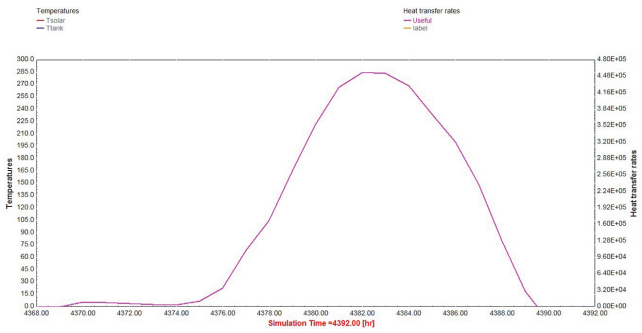


Рис. 3. Изменения полезной энергии солнечных коллекторов с изменением времени (за июль)

В дальнейшем была проведена оценка температур солнечных концентраторов и теплового резервуара, результаты которой отражены на рис. 4. Следует отметить, что температура солнечных концентраторов (красная кривая) возрастает до пяти часов вечера, увеличиваясь с 5 °C до 250 °C, после чего наблюдается ее снижение. Кроме того, температура резервуара (синяя кривая) также повышается до пяти часов, при этом значения близки к температуре концентраторов, однако температура остается стабильной на уровне 250 °C благодаря системе управления, которая предотвращает потерю тепла при снижении температуры солнечных концентраторов.

Исследование продемонстрировало высокую эффективность солнечных тепловых концентраторов типа CPC в генерации пара, необходимого для

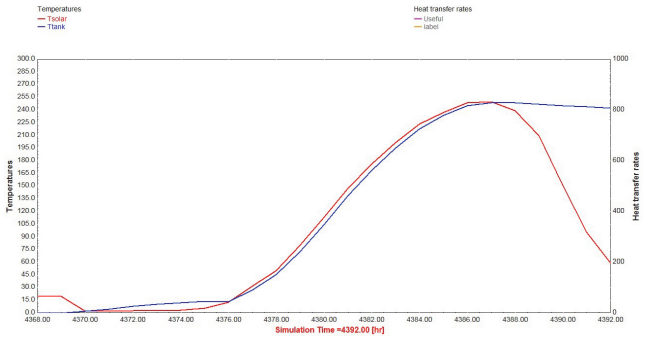


Рис. 4. Сравнение изменения температуры солнечных коллекторов и температуры резервуара (за июль)

функционирования паровых турбин на электростанциях. Моделирование, проведенное в TRNSYS, позволило выявить ключевые параметры системы: оптимальная площадь солнечных концентраторов составила 330 м^2 для достижения температуры 250 °С, объем теплового аккумулятора – 7 м^3.

Одним из важных результатов стало установление надежной тепловой связи между солнечными концентраторами и накопительным резервуаром, что проявляется в минимальной температурной разнице между ними, свидетельствующей о высокой эффективности теплопередачи. Более того, система сохраняет стабильность даже при снижении уровня солнечной радиации, что позволяет сохранять накопленную тепловую энергию и минимизировать потери. Наиболее значимым итогом исследования стало подтверждение возможности замещения 42,2 % традиционного ископаемого топлива солнечной энергией. Данное решение не только уменьшает эксплуатационные затраты электростанции, но и существенно снижает углеродный след в энергетическом секторе. Полученные данные создают возможности для дальнейшего расширения применения технологии и ее интеграции в промышленные энергосистемы, что способствует глобальному переходу к устойчивым источникам энергии.

Литература

1. Duffie, J. A., Beckman, J. A. (2013). Solar engineering of thermal processes. USA: John Wiley & Sons, 928 p.

2. Kalogirou, S. (2009). Solar energy engineering: Processes and systems. Library Cataloguing-in-Publication Data, 760 p.

3. Обозов А. Дж., Ботпае Р. М. Возобновляемые источники энергии / / Бишкек, 2010. – 218 с.

4. Зеленцов Д. В., Ал Джожо Ф. Определение угла наклона солнечного коллектора для условий города самары / / Традиции и инновации в строительстве и архитектуре. строительство и строительные технологии. Сборник статей 81 Всероссийской научно-технической конференции. – Самара, 2024. – С. 613–620.

5. Klein, S. A., Beckman, W. A., Duffie, J. A. (2010). TRNSYS version 17 program manual, S.E. Laboratory. University of Wisconsin, Madison.

6. Dadi, M. J. Jani, D. B. (2019). TRNSYS simulation of an evacuated tube solar collector and parabolic trough solar collector for hot climate of Ahmedabad. *Proc. of the 3rd International Conference on Advances in Power Generation from Renewable Energy Sources*, 8 p.

7. Выбор интенсивности солнечного излучения [Электронный ресурс]. Код доступа: https://nova-sun.ru/insolyatsiya-v-rossii/samara.

8. Выбор солнечных коллекторов [Электронный ресурс]. Код доступа: https://www.simonsgreenenergy.com.au/pdf/Data_Sheet_SopoNova_Web.pdf.

9. Выбор теплоносителя [Электронный ресурс]. Код доступа: https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF-8695_Therminol-66_Technical_Bulletin.pdf.

Investigation of thermal characteristics of compound parabolic concentrators using numerical simulation

Kahwaji Marah,
Samara State Technical University, Russia

Al Gogo Feras,
Samara State Technical University, Russia

T. B. Tarabrina,
Samara State Technical University, Russia, PhD

The paper contains thermal characteristics of compound parabolic solar concentrators (CPC) using TRNSYS simulation software. We have found that, to achieve the required temperature of 250 °C, the area of 330 m^2 is essential, and the optimal tank volume should be 7 m^3. The temperature in the tank increases in accordance with the temperature of the solar concentrators, while there is a slight difference between them. With a decrease in solar radiation, the temperature in the tank remains stable, which prevents the loss of thermal energy.

It was found that 42.2% of the thermal power required for the operation of the power plant is obtained from solar sources.

Keywords: *renewable energy, solar power, solar concentrator, TRNSYS.*

УДК 621.1

О байпасировании «горячих» дымовых газов блочных автоматизированных котельных

В. Р. Ведрученко,
Омский государственный университет путей сообщения, доктор технических наук

А. Ю. Финиченко,
Омский государственный университет путей сообщения, кандидат технических наук, доцент

М. В. Глухова,
Омский государственный университет путей сообщения, кандидат технических наук

В. Н. Финиченко,
Омский государственный университет путей сообщения, кандидат технических наук

А. С. Гусаров,
Омский государственный университет путей сообщения, старший преподаватель кафедры «Теплоэнергетика»

Анализируется проблема утилизации низкопотенциального тепла для небольших котлов с цилиндрической топкой. Показано, что установка конденсационного охладителя может снизить выбросы оксидов азота и обеспечить более полное использование тепла сгорания топлива. Сформулированы преимущества и недостатки охладителей дымовых газов.

Ключевые слова: *дымовые газы, охлаждение, автоматизированная котельная, байпасирование, теплообмен, точка росы.*

Главное направление повышения эффективности сжигания топлива – утилизация низкопотенциального тепла уходящих дымовых газов. При охлаждении ниже температуры точки росы используется и физическое тепло дымовых газов, и скрытая теплота парообразования водяных паров.

Блочные автоматизированные котельные (БАК) на базе водогрейных газотрубных котлов малой мощности, широко применяются в России как в малой энергетике, так и в ЖКХ. В предлагаемом двухступенчатом конденсационном охладителе дымовых газов (КОДГ) предусмотрено подмешивание части более горячих газов через байпасный газоход. Температура образовавшейся смеси $t_{ух}''$ принимается выше ее вторичной температуры точки росы $t'_{2р}$ на допустимую величину $\Delta t_{ух}$, при которой должно выполняться одно из условий $t_{ст}^{ог} > t'_{2р}$ или $t_{ст}^{ог} > 0$ в зависимости от конструкции ДТ.

Значение $\Delta t_{ух}$ зависит от следующих факторов:

1) тепловой нагрузки котла ($t_{ух}$,$d'_г$);

2) глубины охлаждения дымовых газов в КОДГ (($t'_{ух}$,$d'_г$);

3) климатических условий;

4) размеров и конструкции газохода и ДТ.

Величина $\Delta t_{ух}$ определяется тепловым расчетом дымовой трубы с учетом охлаждения дымовых газов в КОДГ и степени их подсушки за счет байпасирования.

Для определения теплопроизводительности КОДГ необходимо определить влагосодержание и температуру уходящих из него дымовых газов.

Запишем уравнение теплообмена при смешении «горячих» и «холодных» дымовых газов за КОДГ в следующем виде:

$$B_p V_г^Б c_г t_{ух} + B_p V_г' c_г t_{ух}' = B_p V_г'' c_г'' t_{ух}'', \qquad (1)$$

где $B_р$ – расход топлива, м^3/с;

$V_г^Б$,$c_г$, $t_{ух}$ – объем, м^3/м^3, удельная объемная теплоемкость, кДж/(м3·К), и температура, °С, байпасируемых дымовых газов;

$V_г'$, $c_г'$, $t_{ух}'$ – объем, м^3/м^3, удельная объемная теплоемкость, кДж/(м^3·К), и температура, °С, дымовых газов, пропущенных через КОДГ;

$V_г''$, $c_г''$, $t_{ух}''$ – объем, м^3/м^3, удельная объемная теплоемкость, кДж/(м^3·К), и температура, °С, дымовых газов, после смешения за КОДГ.

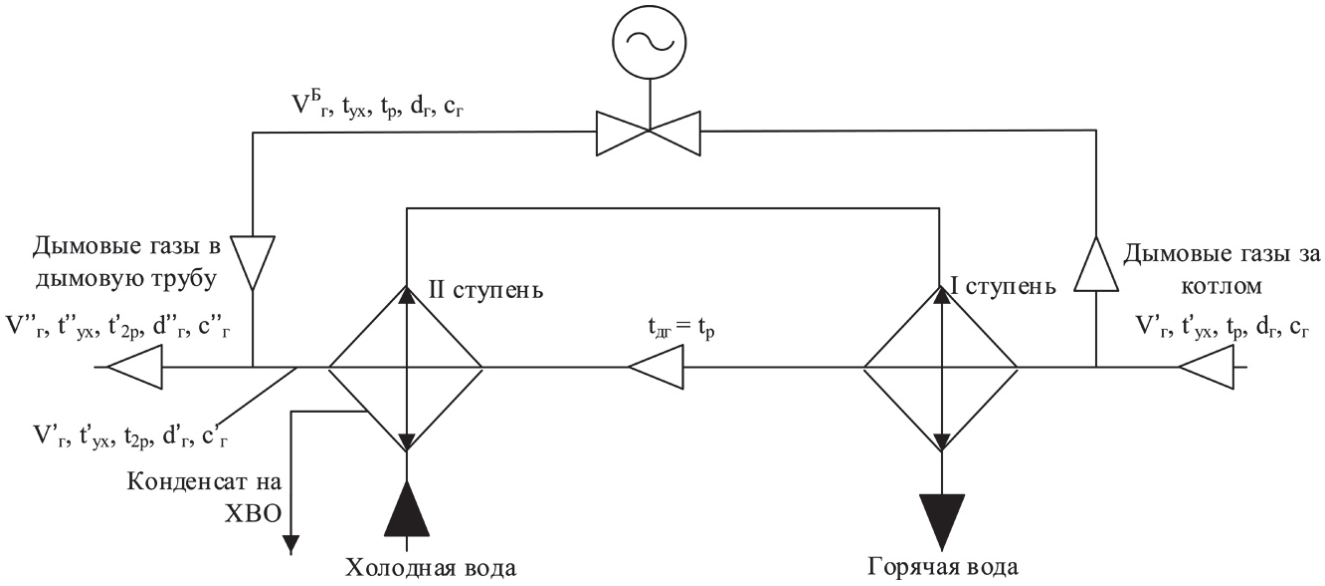


Рис. 1. Расчетная схема двухступенчатого КОДГ

Объемные теплоемкости продуктов сгорания $c_г$, $c'_г$ и $c''_г$ в диапазоне температур работы КОДГ (30÷250 °С) можно считать одинаковыми и равными $c_г = c'_г = c''_г = 0{,}33$ ккал/ м^2.°С. При этом погрешность расчета составляет менее 3 %.

Определим объем байпасируемых дымовых газов, м^3/м^3:

$$V_г^Б = БV_г \qquad (2)$$

где $V_г$ – объем дымовых газов, образующихся при сгорании 1 м^3 газообразного топлива, на выходе из котла, приведенный к нормальным условиям, м^3/м^3;

Б – коэффициент байпасирования.

Объем дымовых газов, пропущенных через КОДГ, м^3/м^3

, определим по формуле:

$$V'_г = (1 - Б)\, V_{сг} + V'_{H_2O}, \qquad (3)$$

где $V_{сг}$ – объем сухих дымовых газов на выходе из котла, образующихся при сгорании 1 м^3 газообразного топлива, приведенный к нормальным условиям, м^3/ м^3;

V'_{H_2O} – объем остаточных водяных паров в дымовых газах, образующихся при сгорании 1 м^3 газообразного топлива и пропущенных через КОДГ, приведенный к нормальным условиям, м^3/м^3.

$$V'_{H_20} = \frac{d'_г R_{H_2O} V_{сг}}{1000 R_{сг}}, \qquad (4)$$

где $d'_г$ – влагосодержание дымовых газов, г/кг сухих газов;

$V_{сг}$ – объем сухих дымовых газов, образующихся при сгорании 1 м^3 газообразного топлива и пропущенных через КОДГ, приведенный к нормальным условиям, м^3/ м^3.

$$V'_{сг} = V_{сг}\,(1 - Б) \qquad (5)$$

R_{H_2O} – газовая постоянная водяных паров, содержащихся в дымовых газах, кДж/(кг·К):

$$R_{H_2O} = \frac{\mu R}{\mu_{H_2O}} \qquad (6)$$

где μR – универсальная газовая постоянная, кДж/(кмоль·К).

μ_{H_2O} – молекулярная масса водяных паров, кг/кмоль;

μ_{H_2O} – 18 кг/кмоль;

$R_{сг}$ – газовая постоянная сухих продуктов сгорания, кДж/(кг·К).

$$R_{сг} = r_{N_2}\frac{\mu R}{\mu_{N_2}} + r_{RO_2}\frac{\mu R}{\mu_{RO_2}} + r_{вх}\frac{\mu R}{\mu_{вх}}, \qquad (7)$$

где r_{N_2}, r_{RO_2}, $r_{вх}$ – объемная доля азота N_2, углекислого газа CO_2 и избыточного воздуха в объеме сухих газов.

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{сг}};\ r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{сг}};\ r = \frac{(\alpha_{ух} - 1)^0}{V_{сг}}, \qquad (8)$$

где V^0 – теоретически необходимый объем воздуха для полного сгорания 1 м^3 газообразного топлива, приведенный к нормальным условиям, м^3/м^3;

V_{N_2},V_{RO_2} – объем азота и трехатомных газов, образующихся при сгорании 1 м^3 газообразного топлива, приведенный к нормальным условиям, м^3/м^3;

$\alpha_{ух}$ – коэффициент избытка воздуха перед КОДГ.

Объем дымовых газов на выходе из КОДГ определим по формуле:

$$V''_г = V_{сг} + V'_{H_2O} + БV_{H_2O} \qquad (9)$$

где V_{H_2O} – объем водяных паров в дымовых газах, образующихся при сгорании 1 м^3 газообразного топлива, приведенный к нормальным условиям, м^3/м^3.

Объемы дымовых газов $V_г$, V_{H_2O}), $V_{сг}$ образуются при сгорании 1 м^3 газообразного топлива и приведены к нормальным условиям.

Температура уходящих дымовых газов из котла $t_{ух}$ зависит от режима работы и определяется расчетным или экспериментальным путем при соответствующей тепловой мощности котла.

Проходят через КОДГ дымовые газы и охлаждаются до температуры точки росы, которая определяется парциальным давлением водяных паров. В процессе конденсации парциальное давление водяных паров уменьшается и, следовательно, снижается температура точки росы.

Примем температуру прошедших газов через КОДГ дымовых газов $t'_{ух}$ равной вторичной вторичной температуре точки росы $t_{2р}$ при парциальном давлении остаточных водяных паров p'_{H_2O}, таким образом $t'_{ух} = t_{2р}$. Глубина охлаждения дымовых газов зависит от температуры холодной воды $t_х$, подаваемой во вторую ступень КОДГ.

Примем $t'_{ух} = t_{2р} = t_х + (3\div5$ °С).

Парциальное давление водяных паров определяем по вторичной температуре точки росы $t_{2р}$, используя полученный нами интерполяционный полином:

$$p'_{H_2O} = 616{,}188 + 42{,}176t_{2р} + 1{,}606(t_{2р})^2 + \\ + 0{,}022\,(t_{2р})^3 + 0{,}00034\,(t_{2р})^4 + 0{,}000003(t_{2р})^5. \quad (10)$$

Объемная доля остаточных водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания, пропущенных через КОДГ, составит:

$$r'_{H_2O} = \frac{p'_{H_2O}}{p_{га} - \Delta p_{га} - \Delta p_{КОДГ}}. \quad (11)$$

Влагосодержание пропущенных через КОДГ дымовых газов определим по формуле:

$$d'_г = \frac{1000R_{сг}V'_{H_2O}}{0{,}416V_{сг}(1-Б)}. \quad (12)$$

Вторичные температуры точки росы смеси продуктов сгорания после подсушки байпасированием $t'_{2р}$ можно определить по полученному нами ранее интерполяционному полиному:

$$t'_{2р} = -1{,}808\cdot10^{-17}\,(p''_{H_2O})^4 + 2{,}533\cdot10^{-12}\,(p''_{H_2O})^3 - \\ - 1{,}328\cdot10^{-7}\,(p''_{H_2O})^2 + 3{,}896\cdot\cdot10^{-3}\,p''_{H_2O} + 17{,}75, \quad (13)$$

где p''_{H_2O} – парциальное давление водяных паров в продуктах сгорания после байпасирования, Па.

$$p''_{H_2O} = r''_{H_2O}(r_{га} - \Delta p_{га} - \Delta p_{КОДГ});$$

$$r''_{H_2O} = \frac{V''_{H_2O}}{V_{сг} + V''_{H_2O}};$$

$$V''_{H_2O} = V'_{H_2O} + Б + V_{H_2O}. \quad (14)$$

Температуру продуктов сгорания после байпасирования можно определить из принятого ранее условия:

$$t''_{ух} = t'_{2р} + \Delta t_{ух}. \quad (15)$$

Выражения получены в результате аппроксимации табличных данных зависимости температу-ры и давления воды в состоянии насыщения и справедливы в интервале значений $p = 10^3\div1{,}5\cdot10^6$ Па и $t = 10\div200$ °С.

Для определения температуры точки росы водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания, нами составлена номограмма (рис. 2) для рабочего диапазона давления горелок фирмы CIB Unigas (Италия), широко применяемых при проектировании котельных малой и средней мощности.

Подставляя в уравнение выражения (2), (3), (9) и принимая $t'_{ух} = t_{2р}$,c = c'$_г$ = c''$_г$ = 0,33 ккал/м^2·°С, получим:

$$БV_{сг}\,t_{ух} + [(1\text{-}Б)\,V_{сг} + V'_{H_2O}]\,t_{2р} = \\ = (V_{сг} + V'_{H_2O} + БV'_{H_2O})\,t''_{ух}. \quad (16)$$

Из (16) выразим коэффициент байпасирования Б и, подставляя выражение (15), получим:

$$Б = \frac{(V_{сг} + V'_{H_2O})(t'_{2р} + \Delta t_{ух} - t_{2р})}{V_г t_{ух} - V_{сг}t_{2р} - V_{H_2O}(t_{2р} + \Delta t_{ух})}. \quad (17)$$

Температуру продуктов сгорания после подсушки при заданном значении коэффициента Б можно определить из выражения (16):

$$t''_{ух} = \frac{БV_г t_{ух} + [(1-Б)V_{сг} + V'_{H_2O}]t_{2р}}{V_{сг} + V'_{H_2O} + БV_{H_2O}}. \quad (18)$$

Влагосодержание образовавшейся смеси продуктов сгорания после байпасирования определяет по формуле:

$$d''_г = \frac{1000R_{сг}V'_{H_2O}}{0{,}461V_{сг}}. \quad (19)$$

Количество тепла, воспринятого в КОДГ, кВт, определяем по формуле:

$$КОДГ = \frac{Q\cdot10^3}{Q^с_н\eta^н_к}\left[\begin{array}{l}4{,}187\cdot0{,}33\left(V_г t_{ух} - V''_г t''_{ух}\right) + \\ +\left(r_{ср} - 4{,}187t_к\right)\left(d_г - d''_г\right)\dfrac{V_{сг}\rho_{сг}}{1000}\end{array}\right],$$

где Q – тепловая нагрузка котла, МВт;

$Q^с_н$ – низшая теплота сгорания сухой массы топлива, кДж/м^3;

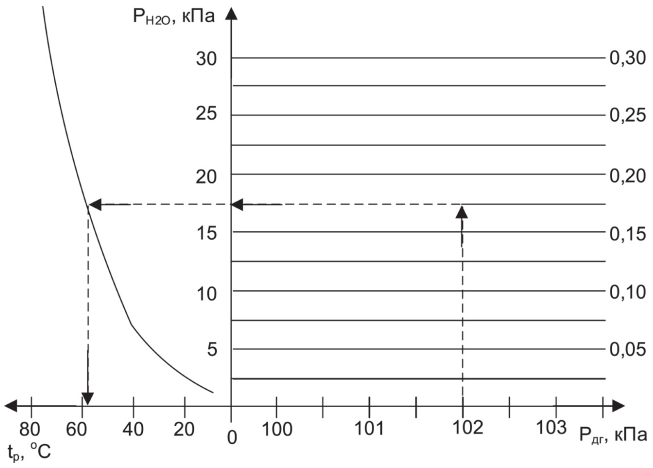


Рис. 2. Номограмма для определения температуры точки росы $t_р$ водяных паров в продуктах сгорания природного газа

$\eta_к^н$ – КПД котла, определенный по низшей теплоте сгорания;

$r_{ср}$ – среднее значение теплоты парообразования в интервале температур, при которых происходит конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах, кДж/кг;

$t_к$ – температура конденсата, уделяемого из КОДГ, °С;

η – плотность сухих дымовых газов при нормальных условиях, кг/м^3.

Плотность дымовых газов при нормальных условиях 0 °С и 101 325 Па определяем по формуле:

$$\rho_{сг} = \frac{1,257V^0_{N_2} + 1,977V_{RO_2} + 0,804V_{H_2O} + 1,293(\alpha_{ух} - 1)}{V_г}.$$

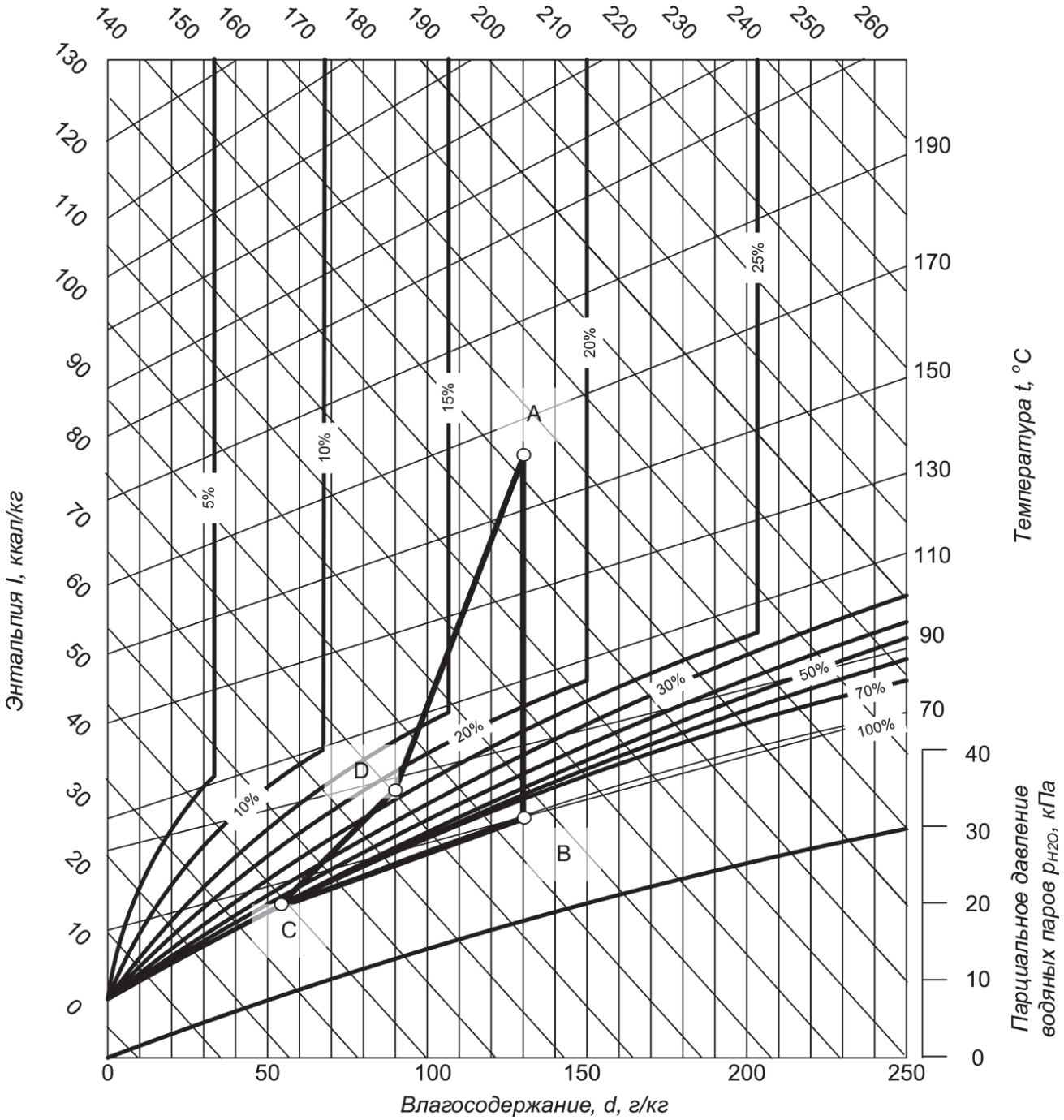


Рис. 3. I-d-диаграмма для продуктов полного сгорания природного газа Тевризского газоконденсатного месторождения при давлении 101325 Па и коэффициенте избытка воздуха αух = 1,05;
АВ – конвективный теплообмен в I ступени КОДГ;
ВС – конвективноконденсационныйт теплообмен во II-ой ступени КОДГ;
AD и CD – смешение «горячих» и «холодных» дымовых газов;
А – состояние дымовых газов перед КОДГ;
С – состояние дымовых газов после охлаждение в КОДГ;
D – состояние подсушенных дымовых газов

Плотность сухих дымовых газов при нормальных условиях 0 °С и при 101 325 Па определяем по формуле:

$$\rho_{сг} = \frac{1{,}257V^0_{N_2} + 1{,}977V_{RO_2} + 1{,}293(\alpha_{ух} - 1)}{V_{сг}}. \quad (22)$$

При выполнении расчетов КОДГ можно воспользоваться *i-d*-диаграммой для продуктов сгорания органического топлива, которая представляет собой графическую взаимосвязь основных параметров влажного газа при постоянном давлении. В КОДГ, устанавливаемых за котлами, давление дымовых газов близко к атмосферному, а начальная температура газов составляет 120÷160 °С. В [5] и др. описана подробно методика построения *i-d*-диаграммы. В соответствии с указанной методикой нами построена *i-d*-диаграмма для продуктов полного сгорания природного газа Тевризского газоконденсатного месторождения при давлении 101 325 Па и коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{ух}$ = 1,05, приведенная на рис. 3.

Дымовые газы на входе в КОДГ характеризуется точкой А. Процесс охлаждения дымовых газов в конвективной ступени КОДГ изображен вертикальной линией, поскольку влагосодержание газов при этом не изменяется (линия *AB*). Процесс конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания, протекает по линии ϕ = 100 %, при этом влагосодержание газов уменьшается (линия *BC*). Состояние дымовых газов на выходе из конденсационной ступени КОДГ характеризуется точкой *C*. Для подсушки дымовых газов, пропущенных через КОДГ, к ним подмешивается некоторое количество «горячих» газов. В результате температура и влагосодержание «горячих» газов снижаются, а температура и влагосодержание «холодных» газов увеличивается. Состояние дымовых газов после смешения характеризуется точкой *D*.

Предложенное техническое устройство – конденсационный охладитель дымовых газов – служит для предотвращения конденсации остаточных водяных паров на уровне схемного решения. Выполнены расчеты объема дымовых газов, проходящих через конденсационный охладитель. Предложена номограмма для определения температуры точки росы водяных паров в продуктах сгорания дымовых газов. Конструктивно конденсационный охладитель дымовых газов устанавливают за котлом.

Литература

1. Кудинов А. А. Повышение эффективности работы конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа / / Промышленная энергетика. – 1999. – № 7. – С. 30–34.

2. Бухаркин Е. Н. Уменьшение вредных выбросов и экономия природного газа в котельных с паровыми и водогрейными котлами / / Промышленная энергетика. – 1994. – № 1. – С. 31–36.

3. Бухаркин Е. Н. Конструкции конденсационных экономайзеров для газовых котлов / / Промышленная энергетика. – 1993. – № 2. – С. 39–41.

4. Бухаркин Е. Н. Энергосбережение в газовых отопительных котельных с конденсационными котлами / / Промышленная энергетика. – 1992. – № 10. – С. 41–43.

5. Кулешов М. И. Кондрашов И. Б., Губарев А. В. Построение i-d-диаграммы влажного газа с помощью ЭВМ / / Промышленная энергетика. – 2007. – № 5. – С. 29–31.

On bypassing “hot” flue gases in automated block-type boiler houses

V. R. Vedruchenko,
Omsk State Transport University, Russia, Doctor of Science

A. Y. Finichenko,
Omsk State Transport University, Russia, PhD, associate professor

M. V. Glukhova,
Omsk State Transport University, Russia, PhD

V. N. Finichenko,
Omsk State Transport University, Russia, PhD

S. Gusarov,
Omsk State Transport University, Russia, senior lecturer

We analyze the problem of waste heat utilization for small boilers with cylindrical furnaces. A solution with the installation of a secondary cooling device can reduce emissions of nitrogen oxides and ensure complete combustion of fuel in a boiler. We also discuss the advantages and disadvantages of cooling devices with applications in boilers with cylindrical furnaces.

Keywords: *flue gases, cooling, automated boiler, bypass, heat exchange, dew point.*

УДК 621.3

Влияние термического сопротивления ограждающей конструкции холодного и горячего коридоров ЦОД на его энергопотребление

А. А. Пилипенко,
Московский энергетический институт

Д. В. Рязанцева,
Московский энергетический институт

Е. М. Горячева,
Московский энергетический институт,
старший преподаватель кафедры тепломассообменных процессов и установок

М. В. Горелов,
Московский энергетический институт,
кандидат технических наук, доцент

Материал посвящен повышению эффективности работы системы кондиционирования воздуха в центрах обработки данных путем улучшения показателей термического сопротивления ограждающих конструкций воздушной изоляции холодных и горячих коридоров. В работе проведена оценка тепловых потерь из горячего коридора в холодный на основании расчета термического сопротивления ограждающей конструкции, расчета конвективной теплопроводности окружающего изоляцию воздуха, приведены варианты снижения тепловых потерь. В результате представлена ограждающая конструкция, которая позволяет снизить затраты электрической энергии на жизнедеятельность ЦОДа.

Ключевые слова: *центр обработки данных, энергоэффективность, тепловые потери, охлаждение.*

К центрам обработки данных (ЦОД) относятся здания или помещения с серверным и сетевым оборудованием, подключенными к сети передачи данных. Их основной задачей является организация пространства, обработка и хранение информационных данных. Энергопотребление вычислительного оборудования в центрах обработки данных и количество ЦОД продолжает расти с каждым годом [1]. Растут и потери энергии, связанные с особенностями охлаждения данного оборудования [2].

В настоящий момент времени на рынке IT-услуг существует дефицит мощностей, который не закроется еще несколько лет даже с учетом ввода в эксплуатацию новых ЦОД [3], также необходимо отметить интенсивное развитие искусственного интеллекта, для которого требуются высокие производительные мощности. Уже сейчас потребление электроэнергии ЦОД на примере г. Москвы составляет 5 % от общего числа, в будущем потребление будет только увеличиваться [4].

В процессе работы IT-оборудования выделяется большое количество теплоты, которое необходимо отводить, для предотвращения перегрева оборудования и преждевременного выхода его из строя [5]. Для этого в ЦОД используются системы прецизионного кондиционирования воздуха, которые обеспечивают требуемый для работы оборудования термовлажностный режим. Процесс охлаждение наглядно представлен на рис. 1. Охлажденный в прецизионном кондиционере 1 воздух подается в пространство под фальшполом 3, далее воздух через перфорированный пол в холодном коридоре 5 равномерно распределяется в пространстве и проникает в стойки с IT-оборудованием 2. Проходя через стойки 2 воздух нагревается и поступает в горячий коридор 4, далее воздух снова подается в прецизионный кондиционер 1 [3].

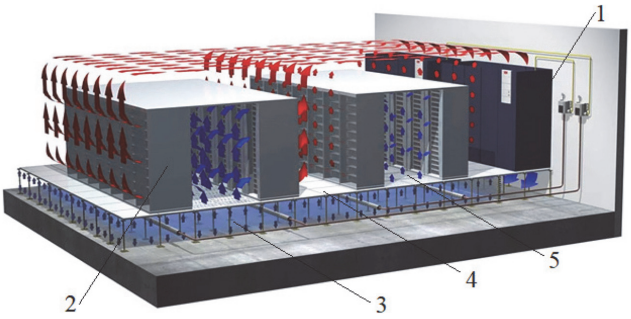


Рис. 1. Распределение воздушных потоков в машинном зале ЦОД:
1 — прецизионный кондиционер;
2 — стойка с IT-оборудованием;
3 — пространство под фальшполом;
4 — горячий коридор; 5 — холодный коридор

Для повышения эффективности охлаждения в ЦОД пространства холодного и горячего коридоров разделены с помощью специальных светопрозрачных ограждающих конструкций 1 (рис. 2).

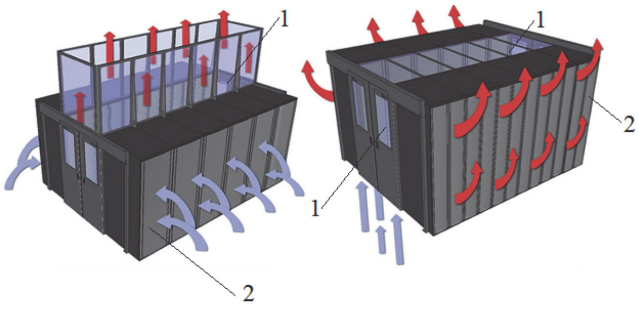


Рис. 2. Горячий (слева) и холодный (справа) коридоры с организованным воздухообменом с помощью светопрозрачных ограждающих конструкций:
1 — светопрозрачная ограждающая конструкция;
2 — стойка с IT-оборудованием

Характеристики изоляции

Для разделения холодного и горячего коридоров используются светопрозрачные ограждения в виде рамки с 600×600 мм. Данный размер рамки связан со стандартизированным размером стойки для вычислительного оборудования. Стандартная ширина стойки кратна 200 мм, 600 мм достаточно распространены. Расчет потерь будет проводиться на 1 стойку.

Сама рамка представляет из себя каркас, в котором закреплена пластина из прозрачного материала. В таблице представлены различные материалы, которые могут быть использованы при производстве подобных рамок [6].

Таблица

Теплопроводность материалов

Материал	Теплопроводность, Вт/м °С
Полистирол	0,16
Поликарбонат	0,18
Акрил	0,19
Стекло	0,96

К выбору материала изоляции предъявляются следующие требования:
- светопрозрачность;
- пожаробезопасность и негорючесть;
- достаточная жесткость.

Определение тепловых потерь через светопрозрачное ограждение из горячего коридора в холодный

Расчет тепловых потерь через светопрозрачное ограждение выполнен для изоляции холодного коридора (левый вариант исполнения на рис. 2).

В качестве базовой модели была приняты модели теплообмена через стенку [7–9]. Первый вариант в случае использования однослойной системы, второй вариант – многослойная система с воздушным зазором. Рассмотренные системы представлены на рис. 3. В рамках граничных условий были заданы температурами в холодном и горячем коридорах, теплопроводностью изоляции и воздуха, а также толщинами слоев. В случае многослойной конструкции воздушный зазор оставался постоянным и составлял 10 мм. Значения температур были приняты из опыта проектирования ЦОД, а именно, что температура, взятая по [5], должна быть меньше на несколько градусов, с целью запаса по времени по нагреву при аварийной работе помещения. Толщины слоев принимаю из предложенных типоразмеров производителя [6].

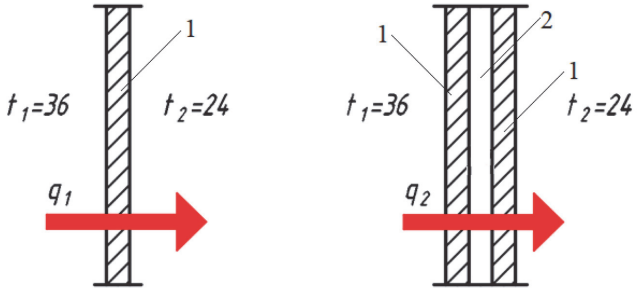


Рис. 3. Конструкции изоляции холодного и горячего коридора, слева — традиционная конструкция, справа — предлагаемая конструкция:
1 — светопрозрачная пластина;
2 — воздушный зазор

Приведенное сопротивление теплопередаче однослойного светопрозрачного ограждения, м^2·°С/Вт, определялось по формуле:

$$R_{пр} = \frac{1}{\frac{\beta}{R_0} + \frac{1-\beta}{R_р^{нп}}}, \quad (1)$$

где R_0 – сопротивление теплопередаче светопрозрачного ограждения без установочной рамки, м^2·°С/Вт;
$R_р^{нп}$ – сопротивление теплопередаче установочной рамки, м^2·°С/Вт;
β – коэффициент остекления:

$$\beta = \frac{F_{св}}{F_{св} + F_р}, \quad (2)$$

где $F_{св}$ – площадь светопрозрачного ограждения без установочной рамки, м^2;
$F_р$ – площадь установочной рамки, м^2.

Сопротивление теплопередаче светопрозрачного ограждения без установочной рамки:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_н}, \quad (3)$$

где $\alpha_в$ и $\alpha_н$ – коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях светопрозрачного ограждения, Вт/(м^2·°С);
$\delta_{ст}$ – толщина светопрозрачного ограждения, м;
$\lambda_{ст}$ – теплопроводность светопрозрачного ограждения, Вт/(м·°С)).

Сопротивление теплопередаче установочной рамки:

$$R_0^{\text{пр}} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_{\text{рамки}}}{\lambda_{\text{рамки}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}, \quad (4)$$

Для определения коэффициентов теплоотдачи был использована формула для расчета число Нуссельта при обтекании пластины [10]:

$$\text{Nu}_{\text{п}} = 0{,}0296 \cdot \text{Re}^{0{,}8} \cdot \text{Pr}^{0{,}4} \cdot \varepsilon_{\tau}, \quad (5)$$

где Re – число Рейнольдса;

Pr – число Прандтля;

$\varepsilon_{\tau} = (\text{Pr}_{\text{п}}/\text{Pr}_{\text{с}})^{0{,}25}$ – поправка на режим течения;

индексы «с» и «п» указывают на то, что данное свойство газа относится к температуре соответственно стенки и набегающего потока.

На основании решения уравнения теплового баланса при условии охлаждения стоек с IT-оборудованием воздухом было получено значение скорости воздуха, соответствующее сечению одной плитки перфорированного пола, которая составила 0,36 м^2.

Для двухслойной изоляции (правый вариант на рис. 3) была использована формула:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + 2\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{э}}}{\lambda_{\text{э}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}, \quad (6)$$

Эквивалентная теплопроводность прослойки $\lambda_{\text{э}}$, Вт/(м·°С), учитывающая перенос теплоты теплопроводностью, конвекцией и излучением, определяется по уравнению:

$$\lambda_{\text{э}} = \lambda_{\text{в}} \cdot Nu_{\text{э}} + \frac{q_{\text{л}} \cdot \delta_{\text{в}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}}, \quad (7)$$

где $\lambda_{\text{в}}$ – теплопроводность воздушной прослойки, Вт/(м·°С).

Поверхностная плотность потока излучения определялась по формуле для лучистого теплообмена между параллельными пластинами:

$$q_{\text{л}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1}\left(\left(\frac{t_{\text{н}} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{\text{н}} + 273}{100}\right)^4\right). \quad (8)$$

где ε_1 и ε_2 – степень черноты поверхностей внутреннего и наружного светопрозрачного слоя;

$t_{\text{н}}$ и $t_{\text{в}}$ – средние температуры воздуха в горячих и холодных коридорах, °С.

Число Нуссельта [7]:

$$Nu_{\text{э}} = 0{,}18 \cdot (\text{Pr} \cdot \text{Gr})^{0{,}25}$$

Тепловой поток, проходящий через ограждения (тепловые потери), Вт/м^2:

$$q_{\text{потерь}} = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}}{R_{\text{пр}}}.$$

Результаты расчетов представлены на рис. 4 в виде графиков зависимостей плотности теплового потока от толщины материала светопрозрачного слоя.

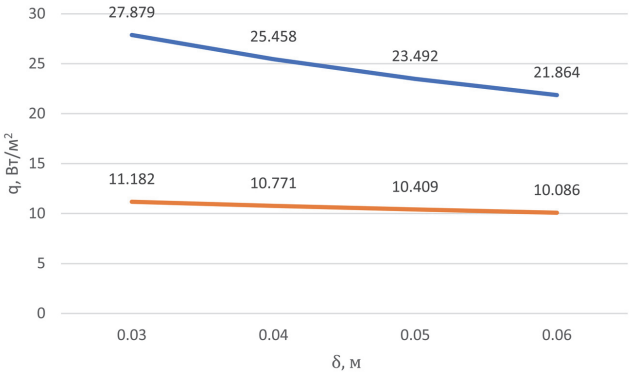


Рис. 4. Зависимость тепловых потерь от толщины изоляции для однослойной и двухслойной конструкции

В результате сравнения толщины изоляции для однослойной и многослойной ограждающей конструкции было установлено, что в случае многослойной изоляции толщина слоя практически не влияет на тепловые потери, тогда как при однослойной изоляции потери можно уменьшить на 20 % при увеличении толщины с 3 до 6 мм.

Также было установлено, что в случае использования многослойной ограждающей конструкции, можно добиться уменьшения тепловых потерь приблизительно в 2 раза. Так же было установлено, что теплопроводность материалов в случае двухслойной изоляции практически не влияет на тепловые потери, что продемонстрировано на рис. 5.

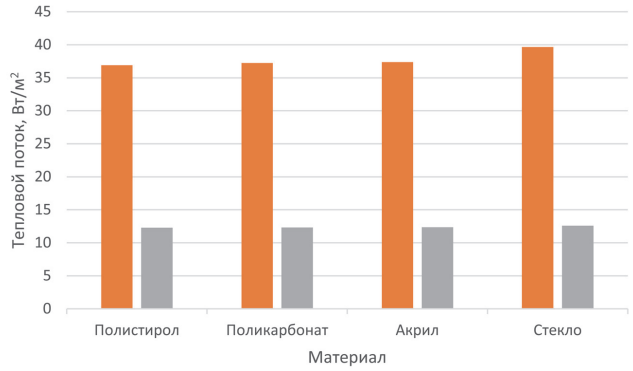


Рис. 5. Зависимость тепловых потерь от теплопроводности изоляции для однослойной и двухслойной конструкции

В ЦОД могут располагаться стойки с IT-оборудованием разной потребляемой мощности, это зависит от задач, которые выполняют эти стойки. На рис. 6 представлена зависимость теплового потока при различных конструкциях ограждения от подведенной электрической мощности.

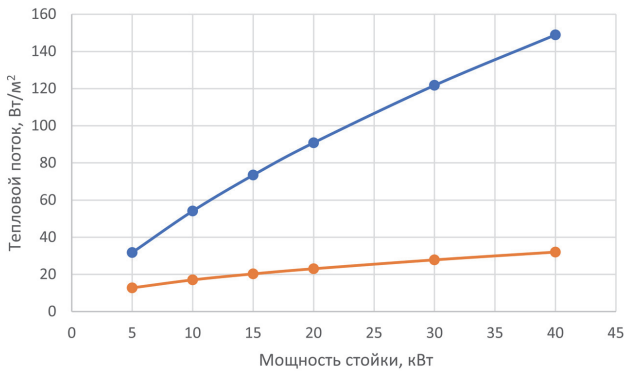


Рис. 6. Зависимость тепловых потерь от мощности стоек для однослойной и двухслойной конструкции

Оценка энергосберегающего эффекта

Для оценки энергосберегающего эффекта было принято среднее значение разницы теплового потока однослойной и многослойной ограждающих конструкций, которые соответствовали при мощности стойки в 20 кВт. Оценку тепловых потерь проводилась относительно площади светопрозрачного ограждения, равной $F = 0{,}36$ м^2. Разница тепловых потерь составил:

$$Q_э = Q_1 - Q_2 = 0{,}0281 \text{ кВт}.$$

Для перевода тепловых потерь в затраченную электроэнергию было принято: коэффициент трансформации тепла холодильной машины COP – 3,5, тариф по электроэнергии – 3 руб. за кВт·ч на примере Иркутской области [11]. Тогда за год экономия составит:

$$Q_{э.г.} = \frac{Q_э \cdot \tau \cdot Ц}{COP} = 210 \text{ руб./стойка},$$

где = 8760 ч, т. е. количество часов в году.

В результате проведенных исследований и расчетов процесса теплообмена в многослойной ограждающей конструкции, которая используется в ЦОД для разграничения горячего и холодного коридоров, обоснована возможность экономии топливно-энергетических ресурсов при эксплуатации ЦОД. Данное предложение рекомендуется реализовывать на этапе проектирования ЦОД. На основании принятых допущений о тарифе на электрическую энергии эксплуатационные затраты на каждую стойку в ЦОД снижаются на 210 рублей/год.

При расчете экономии авторы не учитывали капитальные вложения при изменении конструкции, т. к. не имели объективной информации о стоимости материалов и производстве используемых в современных ЦОД светопрозрачных ограждений. Однако, необходимо отметить, что в настоящей работе авторы показали возможность снижения энергоемкости ЦОД за счет совершенствования его конструкции. Большинство работ других авторов направлено на реализацию мероприятий, связанных с рециркуляций удаляемого воздуха, использования фрикулинга и тепловых насосов [12, 13]. При тиражировании предложенной конструкции светопрозрачного ограждения его стоимость незначительно будет превышать существующую конструкцию.

Литература

1. Холупова К. В России заканчиваются серверные места в ЦОДах [Электронный ресурс]. Код доступа: https://www.cnews.ru/news/top/2022-10-07_v_rossii_zakanchivayutsya.
2. Лебедев П. Темпы ввода новых ЦОД выросли в 2 раза [Электронный ресурс]. Код доступа: https://www.cnews.ru/news/top/2024-12-20_tempy_vvoda_novyh.
3. Балкаров М. А. Охлаждение серверных и ЦОД. Основы. – Киев: Аванпост-Прим, 2011. – 208 с.
4. Либина А. Энергетика нового ЦОД: снижение сроков и стоимости / / Материалы форума «Центры обработки данных». – М., 2024.
5. ASHRAE. Thermal guidelines for data processing environments, 2021, 120 p.
6. Полигаль Восток: монолитный поликарбонат [Электронный ресурс]. Код доступа: https://polygalvostok.ru/monolitnyj-polikarbonat/.
7. Выбор критериальных уравнений для эквивалентной теплопроводности светопрозрачной части окна [Электронный ресурс]. Код доступа: https://www.c-o-k.ru/articles/vybor-kriterialnyh-uravneniy-dlya-ekvivalentnoy-teploprovodnosti-svetoprozrachnoy-chasti-okna.
8. Цветков Ф. Ф., Григорьев Б. А. Тепломассообмен. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 562 с.
9. СП 541.1325800.2024. Здания и сооружения центров обработки данных. Правила проектирования. – М., 2024.
10. Григорьев Б. А., Цветков Ф. Ф. Тепломассообмен. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 562 с.
11. База тарифов на электроэнергию по Иркутской области [Электронный ресурс]. Код доступа: https://time2save.ru/baza-tarifov-na-elektroenergiyu?region=irkutskaya-oblast.

12. Яковлев И. В., Авдокунин Н. В. Эффективность применения сбросного тепла центров обработки данных / / Теплоэнергетика. – 2023. – № 10. – С. 55–64. https://doi.org/10.56304/S0040363623100120.

13. Яковлев И. В., Авдокунин Н. В., Горелов М. В. Экономия и затраты энергии при обеспечении тепловых режимов центров обработки данных, охлаждаемых наружным воздухом / / Промышленная энергетика. – 2025. – № 1. – С. 41–49.

Thermal resistance of cold and hot aisle containment in a data center and its power consumption

A. A. Pilipenko,
Moscow Power Engineering Institute, Russia

D. V. Ryazantseva,
Moscow Power Engineering Institute, Russia

E. M. Goryacheva,
Moscow Power Engineering Institute, Russia, senior lecturer

M. V. Gorelov,
Moscow Power Engineering Institute, Russia, PhD, associate professor

For data centers with increasing power consumption, it's crucial to improve cooling solutions such as cold and hot aisle containment systems. This research was conducted in order to improve data center efficiency through thermal resistance of cold and hot aisle containment. We estimated heat losses between cold and hot aisles and found certain ways of reducing the said heat losses. We also present the energy efficient containment making data centers more sustainable.

Keywords: *data center, energy efficiency, heat losses, cooling.*

Подпишитесь на журнал в электронной версии!

Стоимость одного номера – 990 руб. с НДС

Стоимость годовой подписки – 5940 руб. с НДС

Отправьте заявку в произвольной форме на email:

redaktor@endf.ru

Также можно подписаться через каталоги:

«Урал-Пресс»: сайт **ural-press.ru,** индекс ВН018583

«Пресса по подписке»: сайт **akc.ru,** индекс Е82020

Все о журнале на нашем сайте:

www.endf.ru

УДК 62-83

Оценка вибрационных показателей в приводе винтового компрессора в пусковых режимах

В. Ф. Борисенко,
ФГБОУ ВО Донецкий национальный технический университет, кандидат технических наук

С. В. Деркачев,
ФГБОУ ВО Донецкий национальный технический университет, кандидат технических наук

В. А. Сидоров,
ФГБОУ ВО Донецкий национальный технический университет, доктор технических наук

Пуск электромеханических систем, в которых приводами являются асинхронные электродвигатели с короткозамкнутой обмоткой ротора, требует учета влияния электромагнитных переходных процессов на динамические нагрузки в элементах кинематической системы. Это влияние связано со значительными пиками электромагнитного момента в начальный период пуска, которые для различных типов электродвигателей могут достигать 3–5 от номинального значения. Подавление таких величин при пуске способствует снижению нагрузок в передаточных механических звеньях, повышению их надежности, продлению межремонтного периода. Важным моментом при этом является ограничение ускорения и формирование плавного безударного пуска. В нашем случае эти условия реализуются за счет переключения обмоток статора со звезды на треугольник. В процессе пуска и выхода в установившийся режим осуществляется контроль вибропоказателей по трем координатам с помощью вибродатчиков, установленных на корпусе электродвигателя. Эти вопросы нашли свое отражение в данной статье.

Ключевые слова: *вибрационный анализ, частотный спектр, асинхронный электродвигатель, режим пуска, диагностика.*

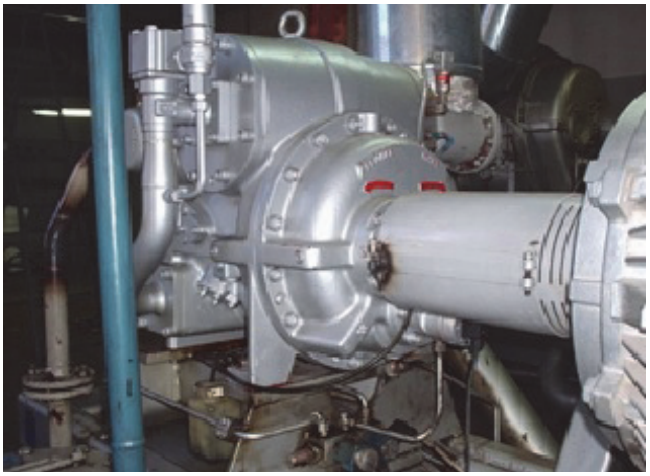
В промышленности на сегодняшний день широкое применение находят механизмы аэрогидродинамической группы, такие как вентиляторы, насосы, компрессоры, в качестве электропривода которых зачастую используются асинхронные электродвигатели с короткозамкнутой обмоткой ротора [1, 2]. Для них характерны большие уровни пусковых токов, которые превышают уровень номинальных в 4–8 раза, а пусковые и критические моменты при этом превышают номинальный электромагнитный момент в 1,2–1,7 и 2,2–2,5 раза соответственно [2–4]. Так, например, в холодильной технике используются маслозаполненные аммиачные винтовые компрессоры со ступенями низкого и высокого давления в качестве электропривода которых используются асинхронные электродвигатели с короткозамкнутой обмоткой ротора, соединенные через соединительную муфту с упругими металлическими пластинами с ведущим (ступень низкого давления) или ведомым (ступень высокого давления) ротором винтового компрессора.

На рис. 1 показан общий вид винтовых компрессоров фирмы Sabroe типа SAB-330 с массой ротора 340 кг и SAB-163 с массой ротора 42 кг в которых в качестве электропривода применяется асинхронный электродвигатель типа КА7315L-ABO1B-301 мощностью 200 кВт.

Длительность режима пуска асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором с большим присоединенным моментом инерции может составлять несколько десятков секунд [3, 5] при этом большая часть пускового времени будет приходиться на начальный этап разгона электродвигателя, когда уровень токов будет превышать номинальные токи в 3–7 раз, что при условии затянувшегося пуска может привести к перегреву обмоток электродвигателя и его выходу из строя [6]. Таким образом, для ограничения уровня пусковых токов и снижения влияния электромагнитного переходного процесса в электродвигателе на динамику пуска требуется использование специальных систем, устройств или схем, снижающих напряжение на электродвигателе в начале пуска и увеличивающих его в дальнейшем скачком или по определенному закону [3, 6, 7]. Снижение пусковых токов (моментов) при использовании винтовых компрессоров SAB-330 и SAB-163 осуществляется путем применения схемы переключения обмотки статора асинхронного электродвигателя со «звезды» на «треугольник».

В исправном состоянии винтовые компрессоры являются полностью уравновешенными, не произво-

а

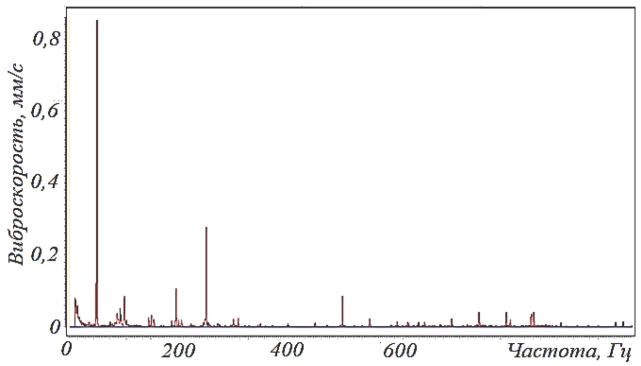


б

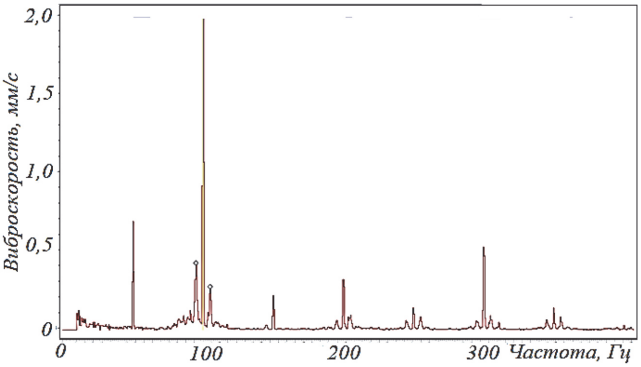
Рис. 1. Общий вид винтовых компрессоров SAB-330 (а), SAB-163 (б)

дят больших вибраций, как в режиме пуска, так и в нормальном режиме работы, а также имеют стабильную температуру и не нуждаются в массивном фундаменте. Практический двадцатилетний опыт эксплуатации винтового компрессора типа SAB-163 показывает, что проведение контроля таких вибрационных показателей как общий уровень вибраций, спектр виброскорости и виброускорения, временной формы вибрационного сигнала позволяет избегать внезапных отказов и проводить своевременные замены подшипниковых узлов асинхронного электродвигателя и винтового компрессора.

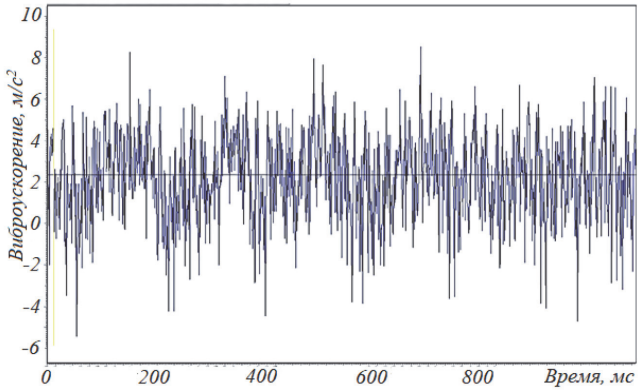
Вопросам диагностирования состояния асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором в переходных и установившихся режимах на сегодняшний день посвящено множество работ [8–16]. Современные методы вибрационной диагностики позволяют своевременно выявлять широкий перечень неисправностей асинхронного электродвигателя: дефекты подшипников, дисбаланс ротора, ослабление механических креплений, несоосность валов и т. д., что позволяет предотвратить незапланированные остановки обо-



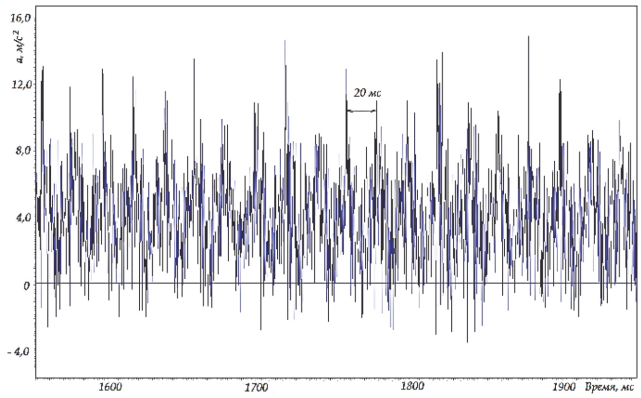
а



б



в



г

Рис. 2. Спектрограммы виброскорости и временная реализация виброускорения для компрессоров SAB-330 (а, в), SAB-163 (б, г)

рудования, обусловленные необходимостью аварийных ремонтов.

Поскольку для выявления механических дефектов в соответствии с [8] целесообразно использовать спектральный анализ возникающих вибраций, актуальной на сегодняшний день является задача совершенствования методов вибродиагностирования возникновения повреждений подшипникового узла асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором в режиме пуска.

После двадцати лет эксплуатации по результатам измерений общий уровень вибрации, определяемый среднеквадратичным значением виброскорости в частотном диапазоне 10–1000 Гц, составил для электродвигателей компрессоров SAB-330 и SAB-163 1,2–1,8 мм/с и 2,4–3,8 мм/с соответственно. Полученные значения находятся в допустимом диапазоне и не превышают 4,5 мм/с, однако, как видно из спектрограмм виброскорости и временных реализаций виброускорения для компрессоров типа SAB-330 и SAB-163, показанных на рис. 2 имеются отличия в их техническом состоянии.

В спектре виброскорости подшипников электродвигателя, выступающего в качестве привода винтового компрессора SAB-330 преобладающей является первая гармоника с амплитудой равной 0,85 мм/с (рис. 2*а*), а также вторая и третья гармоники с модуляцией на уровне 5 Гц и уменьшающиеся пятая и десятая гармоники (зубцовые частоты от винтов). Для электродвигателя, выступающего в качестве привода винтового компрессора SAB-163 преобладающей является вторая гармоника с амплитудой равной 2,0 мм/с (рис. 2*б*) и большей глубиной модуляции на уровне 5 Гц, в сигнале присутствуют гармоники оборотной частоты с модуляцией на уровне 5 Гц и шестая гармоника, соответствующая зубцовой частоте винтов.

Анализ полученного временного сигнала позволяет выявить случайные проявления повреждений, связанные с отклонениями в работе подшипниковых узлов. Так, например, для электропривода компрессора SAB-330 зафиксирован стабильный сигнал (5 пиков на интервале, равном 1 секунде) с размахом колебаний, равным 12 м/с^2. Для электропривода компрессора SAB-163 зафиксирован четко выделяющийся сигнал с размахом колебаний равным 14 м/с^2 и периодом колебаний равным частоте вращения вала электродвигателя.

Как показывает практика, длительный режим наблюдений является наиболее благоприятным для проведения измерений и оценки уровня стабильности технологических показателей, поскольку некоторые колебания вибрационных величин возникают в начальный период переходных процессов при повышении температуры, при изменении внешней нагрузки, при изменении режимов работы.

Наиболее частым переходным процессом в практике эксплуатации винтовых компрессоров типа SAB-330 и SAB-163, который может быть информативным с точки зрения вибродиагностики, является их запуск, который с целью ограничения пусковых токов и моментов выполняется с использованием переключения схемы соединения фазных обмоток статора асинхронных электроприводов со «звезды» на «треугольник». В этом случае необходимо учесть, что для получения объективной спектральной характеристики вибрации необходимо использовать интервал наблюдения равный времени протекания переходного процесса – от момента начала пуска электродвигателей до момента их выхода в номинальный установившийся режим работы.

На рис. 3 приведены графики изменения скорости вращения асинхронных электроприводов винтовых компрессоров SAB-330 и SAB-163 при пуске и использовании переключения схем соединения фазных обмоток статора.

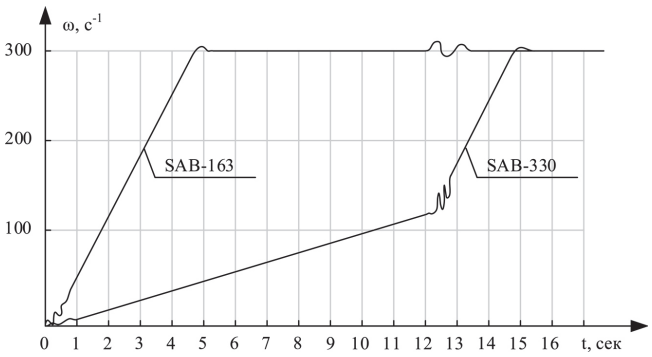


Рис. 3. Графики изменения скорости вращения асинхронных электроприводов винтовых компрессоров SAB-330 и SAB-163 при одновременном пуске и использовании переключения схем соединения фазных обмоток статора

Длительность пуска обоих винтовых компрессоров составила 15 с (рис. 3), а время переключения соединения обмоток статора асинхронных электроприводов со «звезды» на «треугольник» принято 12 с. За это время винтовой компрессор типа SAB-163 успел набрать скорость и войти в рабочий режим со скоростью вращения ротора равной 300 с–1, а вот винтовой компрессор типа SAB-330 успел разогнаться только до скорости равной 120,8 с–1 и далее после переключения схемы соединения обмоток статора приводного асинхронно электродвигателя компрессор типа SAB-330 спустя 2,9 с набрал рабочую скорость, равную 300 с–1. Отличие длительности пуска и выхода в установившийся режим приводных асинхронных электродвигателей обусловлено различной величиной момента инерции приводимых винтовых компрессоров, которые для компрессоров типа SAB-330 и SAB-163 соответственно равны 16,83 кг·м^2 и 0,344 кг·м^2.

Также из рис. 3 видно, что в момент времени 12 с при переключении соединений обмоток статора асинхронных электроприводов со «звезды» на «треугольник» в них возникают электромагнитные переходные процессы, которые с точки зрения вибрационного диагностирования представляют наибольший интерес и являются наиболее информативными.

Использование современных анализаторов позволяет осуществить измерения с достаточно большой степенью разрешения, однако их высокая стоимость и необходимость индикаторного контроля фактиче-

ского состояния асинхронных электродвигателей при каждом пуске открыли возможность использования менее информативных и более доступных средств фиксации вибрационных процессов, к которым относятся специальные приложения для смартфонов. Проведение измерений вибраций с помощью смартфона позволяет выполнить фиксацию вибрационных показателей корпуса асинхронного электродвигателя в режиме пуска в трех плоскостях: x – поперечной, y – продольной и z – вертикальной, что в дальнейшем позволит оценить влияние электромагнитных переходных процессов на характер разгона.

Измерение вибрационных показателей с помощью смартфона и мобильного приложения для случая, приведенного на рис. 3, показало, что наиболее информативной для проведения анализа является вертикальная плоскость z.

На рис. 4 приведен график изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-330.

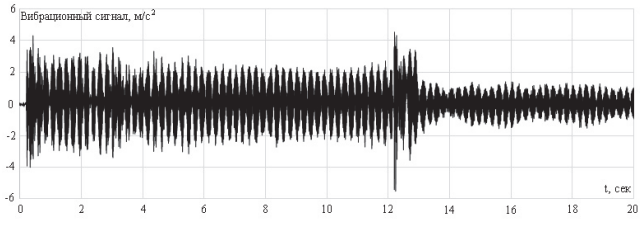
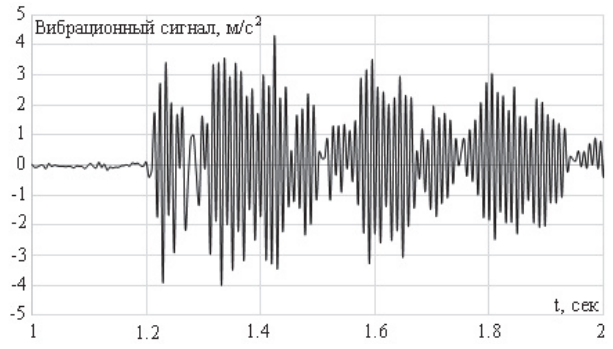
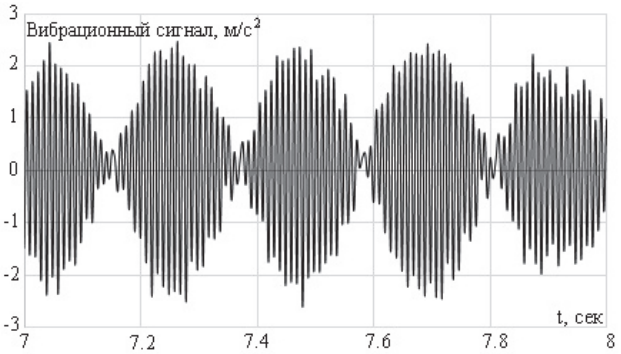


Рис. 4. График изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-330



а

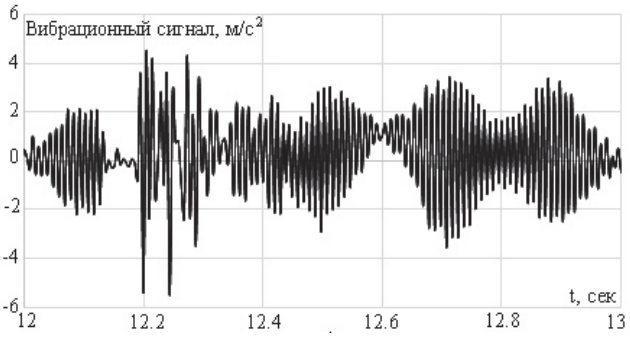


б

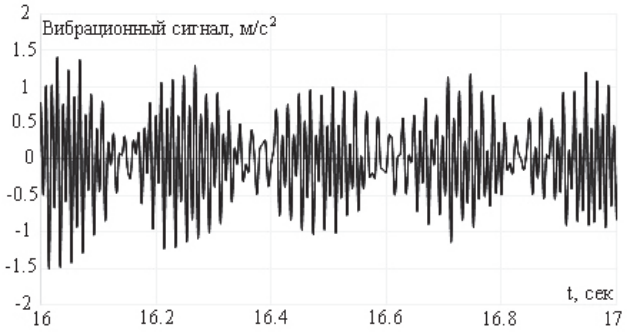
Рис. 5. График изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-330 при соединении обмоток статора в «звезду»

Из рис. 4 и 5а следует, что в момент пуска винтового компрессора типа SAB-330 возникает размах вибрационного сигнала, величина которого составила 8,3 м/с^2 с последующим снижением до величины 4,4 м/с^2. При работе асинхронного электропривода в режиме пуска с соединением обмоток статора в «звезду» в вибрационном сигнале, показанном на рис. 5*б*, отмечается преобладание частоты в 100 Гц, а также биений с частотой 5 Гц.

При переключении обмоток статора на схему соединения «треугольник» фиксируется несколько колебаний с размахом до 10 м/с^2 (рис. 6*а*), после чего при работе асинхронного электропривода с соединением обмоток статора по схеме «треугольник» (рис. 6*б*) остаются без изменений биения с частотой 5 Гц, а основная частота снижается до 50 Гц, с величиной размаха около 2,0 м/с^2.



а



б

Рис. 6. График изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-330 при соединении обмоток статора в «треугольник»

Приведенные на рис. 4–6 результаты измерений вибрационного сигнала асинхронного электропривода показывают, что фиксируемая 100 Гц частота носит электромагнитный характер, а 50 Гц частота практически полностью совпадает с частотой вращения ротора асинхронного электродвигателя. При этом возникновение сигнала с частотой 5 Гц требует продолжения исследований с целью установления причин его возникновения.

На рис. 7 приведен график изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-163.

В момент пуска винтового компрессора типа SAB-163 (рис. 7 и 8*а*) возникает размах вибрационно-

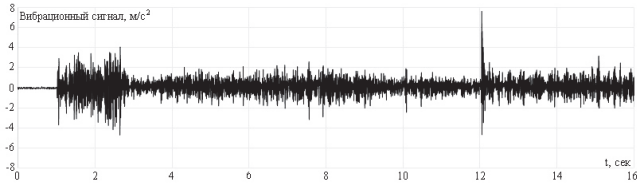
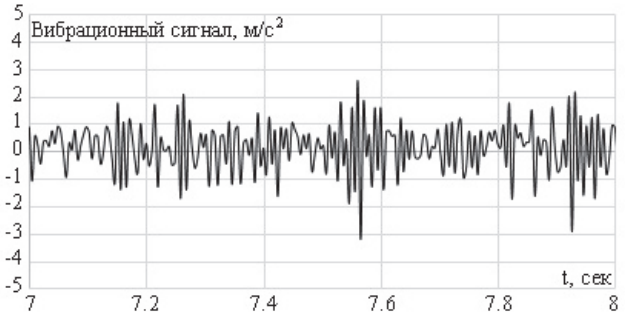


Рис. 7. График изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-163

го сигнала, величина которого составила 9 м/с^2 с последующим постепенным снижением размаха колебаний, однако характер возникших колебаний при схеме соединения обмоток статора в «звезду», показанный на рис. 8*б*, нестабилен с нечеткими биениями. Преобладающей в измеряемом вибрационном сигнале является частота 100 Гц, периодически уменьшающаяся до 50 Гц.

При переключении на «треугольник» отмечается удар с размахом до 13 м/с^2 с последующим затуханием колебаний (рис. 9*а*). При работе асинхронного электропривода с соединением обмоток статора по схеме «треугольнике» (рис. 9*б*) биения с частотой 5 Гц носят не периодический характер, а основной является частота до 50 Гц, при этом размах колебаний вибрационного сигнала уменьшается до 3,0 м/с^2. В данном случае возможны нарушения электромагнитного взаимодействия в асинхронном электродвигателе вследствие отклонений в кинематике и форме тел качения подшипника 6314.

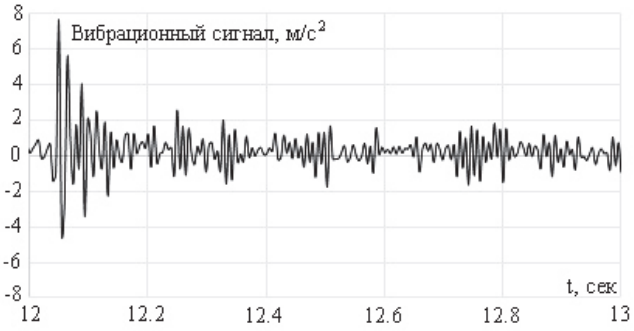
а



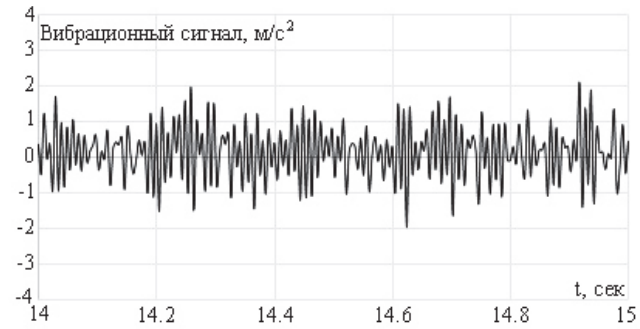
б

Рис. 8. График изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-163 при соединении обмоток статора в «звезду»

Полученные результаты измерений вибрационного сигнала винтовых компрессоров типа SAB-330 и



а



б

Рис. 9. График изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-163 при соединении обмоток статора в «треугольник»

SAB-163 показывают, что частота вращения тел качения 104,5 Гц или частота изменения формы тел качения 94,3 Гц являются причиной возникновения биений для подшипников 6314 асинхронного электропривода винтового компрессора SAB-330. Стабильность процесса биений в вибрационном сигнале указывает на отсутствие значительных повреждений, в отличие от подшипников 6314 асинхронного электропривода винтового компрессора SAB-163, которые свидетельствует о значительных отклонениях в их работе и необходимости замены.

На рис. 10 приведен график изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-163 после замены подшипников.

Из рис. 10 и 11*а* видно, что в момент пуска винтового компрессора типа SAB-163 сохранился размах вибрационного сигнала на уровне 4 м/с^2 с последующим постепенным снижением размаха колебаний. Из рис. 11*б* видно, что характер колебаний во время работы при схеме соединения обмоток статора в «звезду» стал стабильным с размахом колебаний, не превышающими 3 м/с^2.

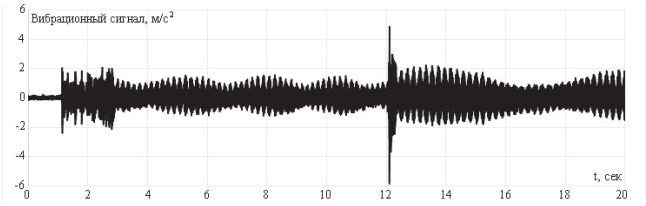


Рис. 10. График изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-163 после замены подшипников

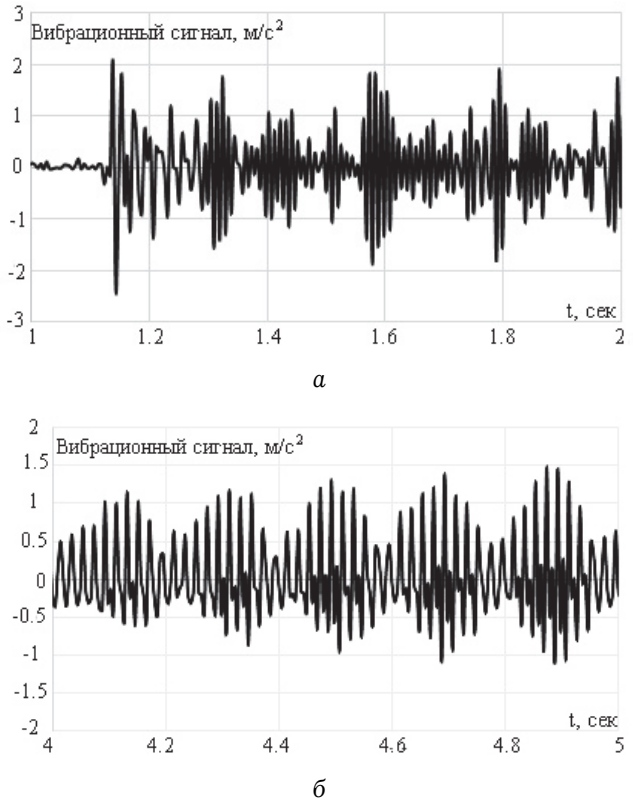


Рис. 11. График изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-163 при соединении обмоток статора в «звезду» после замены подшипника

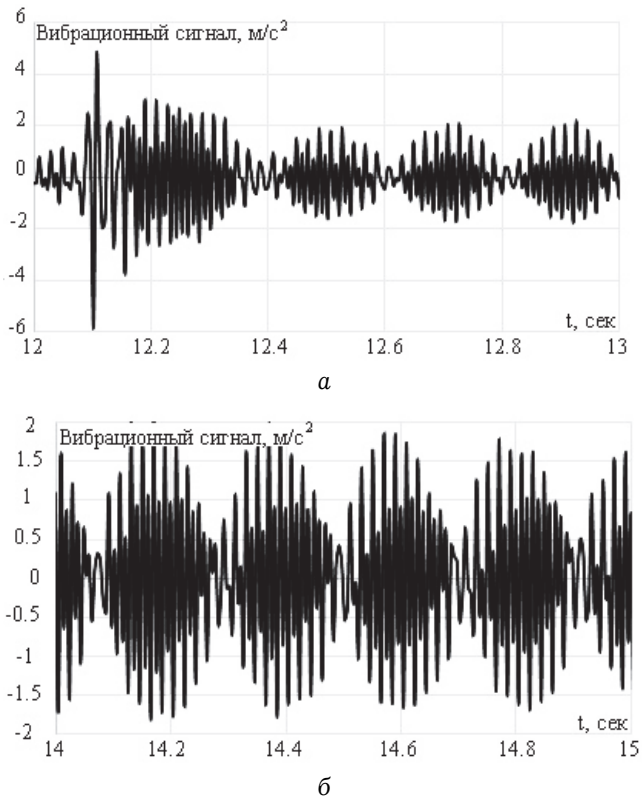


Рис. 12. График изменения вибрационного сигнала в режиме пуска винтового компрессора типа SAB-163 при соединении обмоток статора в «треугольник» после замены подшипников

В момент переключения на «треугольник» отмечается снижение уровня удара в вибрационном сигнале до 11 м/с^2 с последующим затуханием колебаний (рис. 12*а*). При работе асинхронного электропривода с соединением обмоток статора по схеме «треугольник» (рис. 12*б*) также отмечается появившаяся стабильность вибрационного сигнала размах, которого составил 4 м/с^2.

Итак, показана возможность выполнения вибродиагностики состояния асинхронного электродвигателя с использованием смартфона и мобильного приложения вместо дорогостоящего специализированного оборудования, которая позволяет с достаточной точностью для диагностики выполнить оценку вибрационных показателей. Проведенный анализ вибрационных показателей, полученных в режиме пуска винтовых компрессоров позволил определить удовлетворительное состояние приводного асинхронного электродвигателя винтового компрессора типа SAB-330 и необходимость вывода в ремонт приводного асинхронного электродвигателя винтового компрессора типа SAB-163.

Результаты повторной вибродиагностики приводного асинхронного электродвигателя после замены подшипников предложенным способом показали, что вибрационный сигнал стал стабильным с меньшей величиной размаха колебаний как в установившимся, так и в переходном режимах, что свидельствует об правильности принятия решения о замене подшипников и эффективности предложенного метода диагностирования состояния асинхронного электропривода с использованием смартфона.

Литература

1. Костенко М. П., Пиотровский Л. М. Электрические машины. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1957–1958.

2. Сыромятников И. А. Режимы работы асинхронных и синхронных двигателей. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.

3. Петров И. И., Мейстель А. М. Специальные режимы работы асинхронного электропривода. – М.: Энергия, 1968. – 264 с.

4. Вешеневский С. Н. Характеристики двигателей в электроприводе – М: Энергия, 1977. – 431 с.

5. Соколов М. М., Петров Л. П., Масандилов Л. Б., Ладензон В. А. Электромагнитные переходные процессы в асинхронном электроприводе. – М.: Энергия, 1967. – 201 с.

6. Чиликин М. Г., Ключев В. И., Сандлер А. С. Теория автоматизированного электропривода. – М.: Энергия, 1979. – 615 с.

7. Wood, W., Flynn, F., Shanmugasandaram, A. (1965). Transient torques in induction motors, due to switching of supply, *Proc. IEE,* v.112, iss. 7.

8. Шекян Г. Г. Принципиальные вопросы вибрационной диагностики асинхронных двигателей / / Вестник Национального политехнического университета Армении. Механика, машиноведение, машиностроение. – 2019. – № 1. – С. 29–41.

9. Лукьянов А. В., Мухачев Ю. С., Бельский И. О. Исследование комплекса параметров вибрации и внешнего магнитного поля в задачах диагностики асинхронных электродвигателей / / Системы. Методы. Технологии. – 2014. – № 2(22). – С. 61–69.

10. Ефремова Т. А., Щеголев С. С. Диагностика асинхронных двигателей методом спектрального анализа / / Вестник Кыргызско-Российского Славянского университета. – 2021. – Т. 21. – № 8. – С. 25–30.

11. Калинов А. П., Браташ О. В. Анализ методов вибродиагностики асинхронных двигателей / / Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2012. – № 5. – С. 43–51.

12. Сафиуллин Р. А., Янгиров И. Ф. Исследование вибрации асинхронного электродвигателя / / Электротехнические и информационные комплексы и системы. – 2021. – № 17(2). – С. 41–54.

13. Wang, C., Li, H., Chen, J. (2022). Comprehensive diagnosis of asynchronous electric motor defects using vibration and external magnetic field analysis, *Electric Machines and Power Systems*, 45(3), 278-292.

14. Lee, S., Kim, J., Park, H. (2020). Impact of defects on vibration and magnetic field characteristics in asynchronous electric motors, *IEEE Transactions on Industrial Electronics,* 68(9), 7895-7904.

15. Ibragimov, M., Akbarov, D., Fayziyev, M., Beytullaeva, R., Nimatov K., Safarov, Kh. S. (2023). Analysis of the methods of diagnosing asynchronous motors according to vibration indicators, IOP *Conference Series: Earth and Environmental Science,* 1142(1), 012031.

16. Ibragimov, M., Akbarov, D., Toshe, T., Safarov, K. S., Zayniyeva, O. (2023). Exploration of the combined vibration parameters and external magnetic field in diagnosing asynchronous electric motors. *E3S Web of Conferences 434*, 01017.

Vibration analysis in startup modes of a rotary screw compressor drive

V. F. Borisenko,
Donetsk National Technical University, PhD

S. V. Derkachev
Donetsk National Technical University, PhD

V. A. Sidorov,
Donetsk National Technical University, Doctor of Science

Electromagnetic transient processes affect electro-mechanical system startups, specifically those with asynchronous electric motors with a short-circuited rotor. It means noticeable peaks during the initial period of starting up, which for different types of electric motors can be 3–5 times higher than the nominal value. Suppression of this influence helps reduce loads, increase reliability, and extend motor life between repairs. In this case, it is critical to maintain an acceleration limitation and smooth startup. We found that switching stator windings from a star connection to delta helps tremendously. We monitored vibration indicators during the startup and until reaching the steady-state mode using a smartphone app and vibration sensors installed on the motor housing.

Keywords: *vibration analysis, frequency spectrum, asynchronous electric motor, startup mode, diagnostics.*

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Приказ
от 11.04.2025 № 424

Порядок подготовки и введения в действие графиков перевода потребителей на альтернативные виды топлива (аварийные или резервные) и графиков частичного или полного ограничения подачи газа потребителям в случае нарушения технологического режима работы газотранспортной системы при аварии

1. Настоящим Порядком устанавливаются правила подготовки графиков перевода потребителей на альтернативные виды топлива (аварийные или резервные) (далее – графики перевода), графиков частичного или полного ограничения подачи газа потребителям в случае нарушения технологического режима работы газотранспортной системы при аварии (далее – графики ограничения подачи газа), включая их разработку, согласование и утверждение, а также правила введения в действие указанных графиков.

2. Графики перевода разрабатываются в субъекте Российской Федерации поставщиками природного газа, осуществляющими его поставки на территории такого субъекта Российской Федерации по трубопроводам организациям – потребителям газа, которые в соответствии с правилами пользования газом и предоставления услуг по газоснабжению, утверждаемыми Правительством Российской Федерации в соответствии с абзацем третьим части второй статьи 8 Федерального закона от 31 марта 1999 г. № 69-ФЗ «О газоснабжении в Российской Федерации», обязаны обеспечивать готовность резервных топливных хозяйств и оборудования к работе на резервном топливе, а также создавать запасы топлива для тепловых электростанций и источников тепловой энергии в соответствии с законодательством Российской Федерации в сфере электроэнергетики и теплоснабжения (далее – организации, обязанные иметь РТХ), не позднее 15 июля текущего года на четвертый квартал текущего года и первый квартал года, следующего за текущим годом, по рекомендуемому образцу согласно приложению № 1 к настоящему Порядку на основании сведений о необходимых объемах высвобождения газа по субъектам Российской Федерации, направляемых разработчикам графиков перевода организацией – собственником Единой системы газоснабжения (далее – ЕСГ), организациями – собственниками региональных систем газоснабжения (далее – РСГ) (в случае если на территории субъекта Российской Федерации функционирует РСГ) не позднее чем за десять дней до окончания второго квартала текущего года.

Организации – потребители газа, указанные в абзаце первом настоящего пункта, должны предоставлять разработчикам графиков перевода сведения, подлежащие включению в графики перевода согласно приложению № 1 к настоящему Порядку.

3. В графики перевода включаются все организации, обязанные иметь РТХ.

4. Разработанные графики перевода направляются в срок до 20 июля текущего года на согласование газотранспортным организациям и газораспределительным организациям, осуществляющим транспортировку газа на территории субъекта Российской Федерации, в отношении которого разрабатываются такие графики перевода (далее – участники согласования).

Согласование графиков перевода участниками согласования осуществляется в срок до 15 августа текущего года.

При наличии замечаний к графикам перевода участники согласования должны направить такие замечания в письменной форме разработчикам графиков перевода, которыми принимаются меры к урегулированию возникших разногласий и согласованию графиков перевода в установленный абзацем вторым настоящего пункта срок, в том числе организуются и проводятся совещания по рассмотрению и разрешению представленных замечаний с участием представителей участников согласования, представляются участникам согласования письменные предложения по урегулированию разногласий и (или) доработанные по представленным замечаниям графики перевода для согласования.

В случае если участниками согласования в установленный абзацем вторым настоящего пункта Порядка срок графики перевода не согласованы и не представлены замечания к таким графикам перевода в соответствии с абзацем третьим настоящего пункта, указанные графики перевода считаются согласованными.

5. По итогам процедуры, предусмотренной пунктом 4 настоящего Порядка, согласованные участниками согласования графики перевода, а также несогласованные графики перевода с замечаниями к ним, которые не были урегулированы в соответствии с абзацем третьим пункта 4 настоящего Порядка, не позднее 1 сентября текущего года представляются разработчиками графиков перевода исполнительному органу субъекта Российской Федерации, ответственному за развитие газификации территории указанного субъекта Российской Федерации (далее – уполномоченный орган).

Уполномоченный орган не позднее десяти календарных дней со дня поступления согласованных графиков перевода должен утвердить указан-

ные графики перевода либо принять меры к урегулированию возникших разногласий по несогласованным графикам перевода, в том числе организовать и провести совещания с участием представителей разработчиков графиков перевода и участников согласования, а также организаций, указанных в абзаце первом пункта 2 настоящего Порядка, по итогам которых должен утвердить графики перевода.

Утвержденные графики перевода направляются уполномоченным органом организации - собственнику ЕСГ, организациям – собственникам РСГ (в случае если на территории субъекта Российской Федерации функционирует РСГ), разработчикам графиков перевода и участникам согласования, а также организациям – потребителям газа, указанным в абзаце первом пункта 2 настоящего Порядка, не позднее чем через пять рабочих дней со дня их утверждения.

6. Графики перевода вводятся в действие при отборах газа из газотранспортной системы, которые могут повлечь нарушение технологического режима работы газотранспортной системы, структурным подразделением организации – собственника ЕСГ, осуществляющим оперативно-диспетчерское управление режимами работы ЕСГ, структурными подразделениями организаций – собственников РСГ, осуществляющими оперативно-диспетчерское управление режимами работы РСГ (в случае если на территории субъекта Российской Федерации функционирует РСГ), в целях обеспечения поставок газа коммунально-бытовым потребителям и населению, потребителям, для которых установлена броня газопотребления.

7. О планируемом введении в действие графиков перевода структурные подразделения организаций – собственников ЕСГ, РСГ не позднее чем за 24 часа до введения в действие графиков перевода должны уведомить уполномоченный орган, Министерство энергетики Российской Федерации, разработчиков графиков перевода и участников согласования, а также организации - потребители газа, указанные в абзаце первом пункта 2 настоящего Порядка.

8. Уведомление о планируемом введении в действие графика перевода должно содержать указание об объеме высвобождения газа в процентах от максимального объема высвобождения газа, предусмотренного графиком перевода.

9. Уведомление о планируемом введении в действие графика перевода направляется с использованием любых средств связи, позволяющих установить, кем направлено уведомление и кому оно адресовано, а также подтверждающих факт его вручения адресату.

10. Обеспечение поставок газа при введении в действие графиков перевода может осуществляться за счет перевода потребителей на альтернативные виды топлива (аварийные или резервные), а также за счет снижения или прекращения потребления газа в соответствии с абзацем вторым настоящего пункта.

Организации – потребители газа, включенные в графики перевода, при введении в действие графиков перевода должны снизить суточный расход газа до величины, соответствующей разнице между установленной графиком перевода среднесуточной нормой поставки газа и определенным в соответствии с уведомлением о планируемом введении в действие графика перевода объемом высвобождения газа, либо прекратить потребление газа и перейти на использование альтернативных видов топлива (аварийных или резервных).

В случае невыполнения организацией – потребителем газа, включенной в график перевода, требований абзаца второго настоящего пункта поставщиками газа, осуществляющими его поставки на территории субъекта Российской Федерации, газотранспортной или газораспределительной организацией, осуществляющими транспортировку газа на территории субъекта Российской Федерации, проводится принудительное ограничение поставки газа до указанной в абзаце втором настоящего пункта величины по истечении 24 часов с момента предупреждения об этом организации – потребителя газа, включенной в график перевода, и уполномоченного органа, которое направляется с использованием любых средств связи, позволяющих установить, кем направлено предупреждение и кому оно адресовано, а также подтверждающих факт его получения адресатом. Газотранспортной или газораспределительной организациями, осуществляющими транспортировку газа на территории субъекта Российской Федерации, в присутствии представителя уполномоченного органа и организации – потребителя газа, включенной в график перевода, производятся необходимые оперативные переключения в газоиспользующих установках, принадлежащих организации – потребителю газа, включенной в график перевода, если ограничение поставки газа до величины, соответствующей разнице между установленными графиком перевода среднесуточной нормой поставки газа и объемом высвобождения газа, не может быть проведено иным способом.

11. Графики ограничения подачи газа разрабатываются ежеквартально в субъекте Российской Федерации газораспределительными организациями, осуществляющими транспортировку газа на территории указанного субъекта Российской Федерации (далее – разработчики графиков ограничения подачи газа), по рекомендуемому образцу согласно приложению № 2 к настоящему Порядку на основании сведений о необходимых объемах высвобождения газа по субъектам Российской Федерации, направляемых разработчикам графиков ограничения подачи газа организацией – собственником ЕСГ, организациями – собственниками РСГ (в случае если на территории субъекта Российской Федерации функционирует РСГ), не позднее двух месяцев до начала квартала.

В графики ограничения подачи газа включаются все организации – потребители газа, обязанные иметь РТХ.

При составлении графиков ограничения подачи газа организации – потребители газа, подлежащие включению в указанные графики, объединяются разработчиками графиков ограниче-

ния подачи газа в группы по газораспределительным станциям, от которых осуществляется их газоснабжение.

12. Разработанные в соответствии с пунктом 11 настоящего Порядка графики ограничения подачи газа представляются газораспределительными организациями, осуществляющими транспортировку газа на территории субъекта Российской Федерации, уполномоченному органу для утверждения не позднее чем за один месяц до начала квартала.

Указанные в абзаце первом настоящего пункта графики утверждаются уполномоченным органом не позднее чем через 10 календарных дней со дня их поступления в уполномоченный орган.

При наличии у уполномоченного органа замечаний к графикам ограничения подачи газа, представленным для утверждения в соответствии с абзацем первым настоящего пункта, уполномоченным органом принимаются меры к урегулированию возникших разногласий с разработчиками графиков ограничения подачи газа, в том числе организуются и проводятся совещания с участием их представителей, по итогам которых уполномоченный орган должен утвердить графики ограничения подачи газа.

13. Графики ограничения подачи газа вводятся в действие в случае аварийных ситуаций и связанных с указанными ситуациями нарушений технологического режима работы газотранспортной системы в соответствии с настоящим Порядком.

14. При введении в действие графиков ограничения подачи газа производится полное или частичное ограничение подачи (поставки) газа, но не ниже величины, соответствующей разнице между установленными графиком ограничения подачи газа среднесуточной нормой поставки газа и объемом высвобождения газа при аварийной ситуации (при наличии брони газопотребления – не ниже значения бронируемого объема газопотребления), включенным в указанные графики организациям. Ограничение подачи (поставки) газа организациям – потребителям газа производится пропорционально максимальным объемам высвобождения газа при аварийной ситуации, установленным для них графиком ограничения подачи газа.

15. Введение в действие графиков ограничения подачи газа и полное или частичное ограничение подачи (поставки) газа в соответствии с пунктом 14 настоящего Порядка осуществляются разработчиками графиков ограничения подачи газа в соответствии с указаниями структурного подразделения организации – собственника ЕСГ, осуществляющего оперативно-диспетчерское управление режимами работы ЕСГ, структурных подразделений организаций – собственников РСГ, осуществляющих оперативно-диспетчерское управление режимами работы РСГ (в случае если на территории субъекта Российской Федерации функционирует РСГ).

16. Указания структурного подразделения организации – собственника ЕСГ, осуществляющего оперативно-диспетчерское управление режимами работы ЕСГ, структурных подразделений организаций – собственников РСГ, осуществляющих оперативно-диспетчерское управление режимами работы РСГ, о введении в действие графиков ограничения подачи газа должны содержать информацию об объеме высвобождения газа в процентах от максимального объема высвобождения газа при аварийной ситуации, установленного графиком ограничения подачи газа.

Указания структурного подразделения организации – собственника ЕСГ, осуществляющего оперативно-диспетчерское управление режимами работы ЕСГ, структурных подразделений организаций – собственников РСГ, осуществляющих оперативно-диспетчерское управление режимами работы РСГ (в случае если на территории субъекта Российской Федерации функционирует РСГ), о введении в действие графиков ограничения подачи газа направляются с использованием любых средств связи, позволяющих установить, кем направлены указания и кому они адресованы, а также подтверждающих факт их получения адресатом.

Указания, предусмотренные абзацами первым, вторым настоящего пункта, являются обязательными для поставщиков газа, газотранспортных и газораспределительных организаций и организаций – потребителей газа, которые включены в график ограничения подачи газа.

17. О введении в действие графиков ограничения подачи газа разработчиками графиков ограничения подачи газа незамедлительно уведомляются уполномоченный орган, Министерство энергетики Российской Федерации, а также следующие лица:

поставщики газа, которыми осуществляются поставки газа в субъекте Российской Федерации;

организации, в отношении которых введены в действие указанные графики;

структурное подразделение организации – собственника ЕСГ, осуществляющее оперативно-диспетчерское управление режимами работы ЕСГ, структурные подразделения организаций – собственников РСГ, осуществляющие оперативно-диспетчерское управление режимами работы РСГ (в случае если на территории субъекта Российской Федерации функционирует РСГ);

газотранспортные организации, осуществляющие транспортировку газа на территории субъекта Российской Федерации.

18. Уведомление о введении в действие графиков ограничения подачи газа направляется с использованием любых средств связи, позволяющих установить, кем направлено извещение и кому оно адресовано, а также подтверждающих факт его вручения адресату.

Полный текст документа – на сайте consultant.ru

АВТОРАМ

ПРАВИЛА ПОДГОТОВКИ РУКОПИСЕЙ

в журнал «Энергобезопасность и энергосбережение», входящий в Перечень ведущих рецензируемых журналов ВАК

• Текстовые материалы принимаются в виде документов MS Word, формат страницы А4, шрифт Times New Roman, кегль 12, выравнивание по ширине страницы.

• Рисунки, графики и диаграммы со всеми необходимыми обозначениями должны прилагаться отдельными файлами в формате .jpg или .tif и упоминаться в тексте под теми же номерами позиций и названиями. Рисунки не должны содержать мелких несущественных деталей.

• Единицы измерения физических величин, входящих в формулы, должны быть указаны в соответствии с Международной системой (СИ). Формулы выполняются с помощью редактора формул Word. В статье приводится минимальное количество формул, характеризующих основные результаты.

• **Статья должна иметь следующую структуру:**
  – название статьи;
  – краткая аннотация;
  – ключевые слова (просьба присылать название, аннотацию и ключевые слова также и на английском языке);
  – текст статьи (состояние вопроса, актуальность, суть материала, оценка практической и научной ценности, выводы);
  – список использованной литературы (обязательно).

• Список литературы приводится в порядке последовательности ссылок в тексте и оформляется в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5–2008.

• В обязательном порядке указывается полная информация об авторе (фамилия, имя и отчество, ученая степень, ученое звание, место работы и должность, информация об окончании вуза и защите диссертации, домашний адрес с индексом, телефоны).

Статьи следует направлять по e-mail: zernes_04@mail.ru (Зернес Светлане Павловне).
Более подробно о подготовке рукописей читайте на сайте журнала www.endf.ru.

РЕКЛАМОДАТЕЛЯМ

УСЛОВИЯ РАЗМЕЩЕНИЯ РЕКЛАМНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ЖУРНАЛЕ

Реклама в журнале «Энергобезопасность и энергосбережение» – самый надежный и быстрый способ донести информацию о вашей компании, продукте или услуге до специалистов энергетической отрасли, то есть до ваших потенциальных клиентов. Для читателей мы являемся авторитетным источником проверенных и научно обоснованных данных.

По вопросам размещения рекламы обращайтесь по тел.: (495) 652-24-07 или по e-mail: redaktor@endf.ru

Разворот обложки	60 000 руб.	Визитка с информацией о фирме	3 500 руб.
2-я страница обложки	40 000 руб.	Имиджевая статья	6 000 руб. за полосу
3-я страница обложки	35 000 руб.	Реклама на полях страницы:	
4-я страница обложки	40 000 руб.	1 страница	10 000 руб.
Блок (2 полосы)	25 000 руб.	2 страницы	14 000 руб.
Блок, полоса	15 000 руб.	3 страницы	16 000 руб.
Блок, 1/2 полосы	8 000 руб.	Вложение рекламных листовок	20 000 руб.
Блок, 1/4 полосы	5 000 руб.	Вложение рекламных брошюр	30 000 руб.
Реклама на обложке (анонс статьи)	8 000 руб.	Также мы предлагаем размещение рекламы на нашем сайте. Подробнее: www.endf.ru	

РЭН 2025

РОСКОНГРЕСС
Пространство доверия

При поддержке:

ПРАВИТЕЛЬСТВО РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ПРАВИТЕЛЬСТВО МОСКВЫ

РОССИЙСКАЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ НЕДЕЛЯ

- **МЕЖДУНАРОДНЫЙ ФОРУМ**
- **ВЫСТАВКА ОБОРУДОВАНИЯ И ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ТЭК**

5 300	Делегатов
5 500	Посетителей выставки
>260	Компаний
>81	Стран и территорий
77	Мероприятий деловой программы

15-17 октября 2025 г.
Москва, Россия

ФОРУМ
ЦВЗ «Манеж»
Манежная пл., д. 1

ВЫСТАВКА
Гостиный двор
ул. Ильинка д. 4

rusenergyweek.com

Реклама 6+

1–3 ОКТЯБРЯ

УФА 2025

РОССИЙСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ФОРУМ

31-я международная выставка

ЭНЕРГЕТИКА УРАЛА

Специализированная выставка

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА. КАБЕЛЬ

Организаторы

ПРАВИТЕЛЬСТВО РЕСПУБЛИКИ БАШКОРТОСТАН

МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ, ЭНЕРГЕТИКИ И ИННОВАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ БАШКОРТОСТАН

БВК

Традиционная поддержка

МИНПРОМТОРГ РОССИИ

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ РФ

energobvk

refbvk