

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕДИНЕНИЙ СНГ

ЭНЕРГЕТИКА

Том 62, № 3
2019

МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ
ИЗДАЕТСЯ С ЯНВАРЯ 1958 ГОДА

Учредитель

Министерство образования Республики Беларусь

Журнал включен в базы данных:
Scopus, EBSCO, DOAJ, WorldCat, OpenAIRE, Google Scholar, РИНЦ,
ЭБС «Лань», НЭБ «КиберЛенинка», Соционет

СОДЕРЖАНИЕ

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА

- Фираго Б. И., Александровский С. В.** Свойства, характеристики и параметры синхронного двигателя с постоянными магнитами при векторном и скалярном частотном управлении 205
- Бладыко Ю. В.** Учет распорок в механическом расчете гибких проводов воздушных линий и распределительных устройств 219
- Козловская В. Б., Калечиц В. Н.** Несимметричные режимы работы линий наружного освещения 232
- Доброго К. В., Козначеев И. А.** Численное моделирование слоевого горения двухфазной системы «горючая жидкость – твердое топливо» 247
- Кунтыш В. Б., Сухоцкий А. Б., Маршалова Г. С., Дударев В. В., Фарафонов В. Н.** Теплоаэродинамические исследования шахматных пучков для выбора эффективного шага круглоребристых труб 264

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

- Нияковский А. М., Романюк В. Н., Яцкевич Ю. В., Чичко А. Н.** Дискретная оптимизация программно управляемых режимов тепловой обработки бетонных изделий в теплотехнологических установках 280
- Абильдинова С. К., Мусабеков Р. А., Расмухаметова А. С., Чичерин С. В.** Оценка энергетической эффективности цикла теплового насоса со ступенчатым сжатием 293

Главный редактор Федор Алексеевич Романюк

Редакционная коллегия

- В. ВУЙЦИК (Технический университет «Люблинская политехника», Люблин, Республика Польша),
В. В. ГАЛАКТИОНОВ (Русский институт управления имени В. П. Чернова, Москва, Российская Федерация),
М. ДАДО (Зволенский технический университет, Зволен, Словацкая Республика),
В. А. ДЖАНГИРОВ (Комитет ТПП РФ по энергетической стратегии и развитию ТЭК, Москва, Российская Федерация),
К. В. ДОБРЕГО (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь) (заместитель главного редактора),
И. В. ЖЕЖЕЛЕНКО (Приазовский государственный технический университет, Мариуполь, Украина),
П. В. ЖУКОВСКИ (Технический университет «Люблинская политехника», Люблин, Республика Польша),
А. С. КАЛИНИЧЕНКО (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь) (первый заместитель главного редактора),
А. И. КИРИЛЛОВ (Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация),
А. КОННОВ (Университет Лунда, Швеция),
Б. К. МАКСИМОВ (Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация),
Х. МАХКАМОВ (Университет Нортумбрии, Великобритания),
А. А. МИХАЛЕВИЧ (Национальная академия наук Беларуси, Минск, Республика Беларусь),
Е. С. МИШУК (Исполнительный комитет Энергетического совета Содружества Независимых Государств, Москва, Российская Федерация),
НГО ТУАН КИЕТ (Научный энергетический институт Вьетнамской академии наук и технологий, Ханой, Социалистическая Республика Вьетнам),
О. Г. ПЕНЯЗЬКОВ (Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, Минск, Республика Беларусь),
Е. Н. ПИСЬМЕННЫЙ (Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Киев, Украина),
Э. Н. САБУРОВ (Северный (Арктический) федеральный университет имени М. В. Ломоносова, Архангельск, Российская Федерация),
А.-С. С. САУХАТАС (Рижский технический университет, Рига, Латвийская Республика),
В. С. СЕВЕРЯНИН (Брестский государственный технический университет, Брест, Республика Беларусь),
И. И. СЕРГЕЙ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь) (заместитель главного редактора),
Б. С. СОРОКА (Институт газа НАН Украины, Киев, Украина),
В. А. СТРОЕВ (Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация),
В. И. ТИМОШПОЛЬСКИЙ (ООО, Киев, Украина),
Е. В. ТОРОПОВ (Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Российская Федерация),
Е. УШПУРАС (Литовский энергетический институт, Каунас, Литовская Республика),
Б. М. ХРУСТАЛЕВ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
Л. В. ШЕНЕЦ (Евразийская экономическая комиссия, Москва, Российская Федерация)*

Ответственный секретарь редакции В. Н. Гурьянчик

**Издание зарегистрировано в Министерстве информации Республики Беларусь 28 февраля 2019 г.
Регистрационный номер 1257**

Набор и верстка выполнены в редакции журналов «Энергетика» и «Наука и техника»

Подписано к печати 29.05.2019. Формат бумаги 60×84¹/₈. Бумага мелованная.
Печать цифровая. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 12,25. Уч.-изд. л. . Тираж 100 экз.
Дата выхода в свет . 2019. Заказ .

Адрес редакции: 220013, г. Минск, пр. Независимости, 65. Белорусский национальный технический университет, корп. 2, комн. 327. Телефон +375 17 292-65-14.
e-mail: energy@bntu.by; energy-bntu@mail.ru
<http://energy.bntu.by>

Отпечатано в БНТУ. Лицензия ЛП № 02330/74 от 03.03.2014.
220013, г. Минск, пр. Независимости, 65

© Белорусский национальный технический университет, 2019

ISSN 1029-7448 (Print)
ISSN 2414-0341 (Online)

PROCEEDINGS OF THE CIS
HIGHER EDUCATION INSTITUTIONS
AND POWER ENGINEERING ASSOCIATIONS

ENERGETIKA

V. 62, No 3
2019

INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL
PUBLISHED FROM JANUARY, 1958

Founder

Ministry of Education of the Republic of Belarus

The Journal is included in the following databases:
Scopus, EBSCO, DOAJ, WorldCat, OpenAIRE, Google Scholar, RISC,
Lan, CyberLeninka, Socionet

CONTENTS

ELECTRICAL POWER ENGINEERING

| | |
|--|-----|
| Firago B. I., Aleksandrovsky S. V. Properties, Characteristics and Parameters of Permanent Magnet Synchronous Motors under Vector and Scalar Frequency Control | 205 |
| Bladyko Y. V. Accounting for Spacers in the Mechanical Calculation of Flexible Wires for Overhead Lines and Switchgears. | 219 |
| Kozlovskaya V. B., Kalechyts V. N. Asymmetrical Modes of Outdoor Lighting Lines | 232 |
| Dobrego K. V., Koznacheev I. A. Numerical Simulation of Two-Phase System of “Combustible Liquid – Solid Fuel” Combustion in a Fixed Bed | 247 |
| Kuntysh V. B., Sukhotskii A. B., Marshalova G. S., Dudarev V. V., Farafontov V. N. Thermal and Aerodynamic Researches of Staggered Bundles for Choice of an Effective Spacing of Round-Finned Tubes | 264 |

HEAT POWER ENGINEERING

| | |
|---|-----|
| Niyakovskii A. M., Romaniuk V. N., Yatskevich Yu. V., Chichko A. N. Discrete Optimization of Software-Controlled Modes of Heat Treatment of Concrete Products in Heat-Technological Facilities | 280 |
| Abildinova S. K., Musabekov R. A., Rasmukhametova A. S., Chicherin S. V. Evaluation of the Energy Efficiency of the Stage Compression Heat Pump Cycle | 293 |

Editor-in-Chief Fiodar A. Romaniuk

Editorial Board

- W. T. WÓJCIK (Lublin University of Technology "Politechnika Lubelska", Lublin, Republic of Poland),
V. V. GALAKTIONOV (Russian Institute of Management named after V. P. Chernov, Moscow, Russian Federation),
M. DADO (Technical University in Zvolen, Zvolen, Slovak Republic),
V. A. JANGIROV (RF CCI Committee on Energy Strategy and the Development of Fuel-Energy Complex, Moscow, Russian Federation),
K. V. DOBREGO (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus) (Deputy Editor-in-Chief),
I. V. ZHEZHELENKO (Pryazovskiy State Technical University, Mariupol, Ukraine),
P. W. ZHUKOWSKI (Lublin University of Technology "Politechnika Lubelska", Lublin, Republic of Poland),
A. S. KALINICHENKO (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus) (First Deputy Editor-in-Chief),
A. I. KIRILLOV (Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russian Federation),
A. KONNOV (Lund University, Sweden),
B. K. MAKSIMOV (National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow, Russian Federation),
K. MAHKAMOV (Northumbria University, United Kingdom),
A. A. MIKHALEVICH (The National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus),
E. S. MISHUK (The Executive Committee of the Energy Council of the Commonwealth of Independent States, Moscow, Russian Federation),
NGO TUAN KIET (Research Energy Institute under the Vietnam Academy of Science and Technology, Hanoi, Socialist Republic of Vietnam),
O. G. PENYAZKOV (A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus),
E. N. PISMENNYI (National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine),
E. N. SABUROV (Northern (Arctic) Federal University named after M. V. Lomonosov, Arkhangelsk, Russian Federation),
A.-S. S. SAUHATAS (Riga Technical University, Riga, Republic of Latvia),
V. S. SEVERYANIN (Brest State Technical University, Brest, Republic of Belarus),
I. I. SERGEY (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus) (Deputy Editor-in-Chief),
B. S. SOROKA (The Gas Institute of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine),
V. A. STROEV (National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow, Russian Federation),
V. I. TIMOSHPOLSKY (LLC, Kiev, Ukraine),
E. V. TOROPOV (South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation),
E. UŠPURAS (Lithuanian Energy Institute, Kaunas, Republic of Lithuania),
B. M. KHROUSTALEV (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
L. V. SHENETS (The Eurasian Economic Commission, Moscow, Russian Federation)*

Executive Secretary of Editorial Board V. N. Guryanchyk

**Publication is registered in the Ministry of Information of the Republic of Belarus in 2019, February, 28th
Reg. No 1257**

Typesetting and makeup are made in editorial office
of Journals "Energetika" and "Science and Technique"

Passed for printing 29.05.2019. Dimension of paper 60×84¹/₈. Coated paper.
Digital printing. Type face Times. Conventional printed sheet 12,25.
An edition of 100 copies. Date of publishing 2019. Order list .

ADDRESS

Belarusian National Technical University
65 Nezavisimosty Ave., Building 2, Room 327
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-65-14
e-mail: energy@bntu.by; energy-bntu@mail.ru
<http://energy.bntu.by>

Printed in BNTU. License LP No 02330/74 from 03.03.2014.
220013, Minsk, 65 Nezavisimosty Ave.

© Belarusian National Technical University, 2019

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-205-218>

УДК 621.31.83.52

Свойства, характеристики и параметры синхронного двигателя с постоянными магнитами при векторном и скалярном частотном управлении

Б. И. Фираго¹⁾, С. В. Александровский¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2019

Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Для улучшения энергетических показателей и упрощения системы частотного регулирования скорости электроприводов расширяется область применения синхронных частотно-регулируемых электроприводов как с зависимым, так и с независимым заданием частоты питающего двигателя напряжения. Обусловлено это тем, что по сравнению с асинхронными частотно-регулируемыми электроприводами синхронные имеют меньшие потери мощности, жесткие механические характеристики без обратной связи по скорости, самый простой закон частотного управления – пропорциональный, который, однако, обеспечивает максимальный электромагнитный момент двигателя неизменным при $R_1 = 0$ на всех частотах благодаря постоянному магнитному потоку. Характеристики и свойства электроприводов с синхронными двигателями с постоянными магнитами при зависимом задании частоты питающего двигателя напряжения (векторном управлении) рассмотрены и представлены в технической литературе в достаточно полной мере, чего нельзя сказать про независимое задание частоты (скалярное частотное управление). В статье проведено сравнение свойств и характеристик синхронных двигателей с постоянными магнитами при векторном и скалярном частотном управлении. Для скалярного частотного управления определена функция относительного напряжения γ от относительной частоты α ($\gamma = f(\alpha)$) с учетом параметров двигателя, которая отличается от пропорционального закона частотного управления $\gamma = \alpha$. Установлено, что влияние параметров на закон частотного управления невелико и он может быть применен без корректировки в большинстве случаев, в отличие от частотного управления асинхронным двигателем. Для скалярного частотного управления предложена методика определения параметров синхронных двигателей по параметрам синхронных двигателей с постоянными магнитами, которые даны для работы при векторном управлении. По представленной методике были определены параметры двигателя типа SGMH-50D фирмы OMRON для скалярного частотного управления и рассчитана функции $\gamma = f(\alpha)$.

Ключевые слова: синхронный двигатель с постоянными магнитами, частотное управление, параметры двигателя, механические характеристики

Для цитирования: Фираго, Б. И. Свойства, характеристики и параметры синхронных двигателей с постоянными магнитами при векторном и скалярном частотном управлении / Б. И. Фираго, С. В. Александровский // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 3. С. 205–218. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-205-218>

Адрес для переписки

Фираго Бронислав Иосифович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-95-61
epu@bntu.by

Address for correspondence

Firago Bronislav I.
Belarusian National Technical University
65 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-95-61
epu@bntu.by

Properties, Characteristics and Parameters of Permanent Magnet Synchronous Motors under Vector and Scalar Frequency Control

B. I. Firago¹⁾, S. V. Aleksandrovsky¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. In order to improve energy performance and simplify the system of frequency control of the speed of electric drives, the area of application of synchronous frequency-controlled electric drives with both dependent and independent frequency setting of the voltage supplying the engine is being expanded. This is due to the fact that, as compared with asynchronous variable frequency drives, synchronous ones undergo lower power losses and they have rigid mechanical characteristics without speed feedback. Also, the simplest law of frequency control, viz. a proportional one, which, however, provides the maximum electromagnetic torque of the engine unchanged at $R_1 = 0$ at all frequencies due to the constant magnetic flux, is applicable to a synchronous frequency controlled motor. Characteristics and properties of permanent magnet synchronous motors (PMSM) with the dependent frequency setting of supplied voltage (under vector control of PMSM) have been discussed and reviewed in technical literature quite sufficiently. It cannot be said about the PMSM with independent frequency setting reference which work under scalar frequency control. In the present article a comparison of properties and characteristics of vector and scalar frequency controlled PMSM is presented. For a scalar frequency controlled PMSM a function of the relative voltage γ on the relative frequency α ($\gamma = f(\alpha)$) taking into account the PMSM parameters has been defined. The derived function $\gamma = f(\alpha)$ differs from a proportional law of frequency control $\gamma = \alpha$. It is found that the influence of the parameters on the law of frequency control is small, and it can be applied without adjustment in most cases, in contrast to the frequency control of the asynchronous motor. For scalar frequency control, a method for determining the parameters of synchronous motors has been proposed in accordance with the parameters of synchronous motors with permanent magnets, which are given for operation under vector control. According to the presented methodology the OMRON SGMH-50D engine parameters have been determined for scalar frequency control and the function of $\gamma = f(\alpha)$ have been computed.

Keywords: permanent magnet synchronous motor, frequency control, parameters of motor, mechanical characteristics

For citation: Firago B. I., Aleksandrovsky S. V. (2019) Properties, Characteristics and Parameters of Permanent Magnet Synchronous Motors under Vector and Scalar Frequency Control. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (3) 205–218. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-205-218> (in Russian)

Введение

Стремление к экономии электроэнергии при изменении производительности механизмов расширяет область применения электроприводов с синхронными двигателями с постоянными магнитами (СДПМ) [1]. В значительной степени это относится к векторному управлению СДПМ [2–5], однако в последнее время наметился определенный сдвиг в сторону скалярного частотного управления СДПМ [6–8]. Поэтому представляет интерес рассмотреть свойства, характеристики и параметры СДПМ при векторном и скалярном частотном управлении.

В статье приведена методика определения параметров СДПМ при скалярном частотном управлении для двигателей, данные которых представлены для работы при векторном управлении.

Векторное управление синхронным двигателем с постоянными магнитами

Векторное управление трехфазным СДПМ основано на фазных и координатных преобразованиях напряжений, ЭДС, потокосцеплений и токов. Пусть трехфазный СДПМ имеет следующую систему симметричных трехфазных напряжений:

$$\begin{aligned} u_a &= -U_{m1} \sin(\omega_1 t); \\ u_b &= -U_{m1} \sin\left(\omega_1 t - \frac{2\pi}{3}\right); \\ u_c &= -U_{m1} \sin\left(\omega_1 t + \frac{2\pi}{3}\right). \end{aligned}$$

Преобразование этой трехфазной системы в эквивалентную двухфазную α - β с коэффициентом согласования $k_c = \sqrt{\frac{2}{3}}$ имеет вид [4]

$$\begin{bmatrix} u_{1\alpha} \\ u_{1\beta} \end{bmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} \frac{3}{2} u_{1a} \\ \frac{\sqrt{3}}{2} (u_{1b} - u_{1c}) \end{bmatrix},$$

или

$$\begin{aligned} u_{1\alpha} &= -U_{m\alpha} \sin(\omega_1 t); \\ u_{1\beta} &= U_{m\alpha} \cos(\omega_1 t), \end{aligned}$$

где $U_{m\alpha}$ – амплитуда двухфазной системы напряжений

$$U_{m\alpha} = \sqrt{\frac{3}{2}} U_{1m};$$

U_{1m} – амплитуда напряжения в трехфазной системе.

Преобразуем двухфазную систему напряжений $u_{1\alpha} - u_{1\beta}$ в систему напряжений $u_{1d} - u_{1q}$ в осях d - q , связанную с ротором, на котором находятся постоянные магниты. В данном случае угол φ_k между осями d - q и α - β будет равен углу (электрическому) поворота ротора $\varphi_{эл}$, т. е. $\varphi_k = \varphi_{эл}$.

Координатные преобразования имеют вид:

$$\begin{bmatrix} u_{1d} \\ u_{1q} \end{bmatrix} = \tau_1(\bar{k}, \varphi_{эл}) \begin{bmatrix} u_{1\alpha} \\ u_{1\beta} \end{bmatrix};$$

$$\begin{bmatrix} u_{1d} \\ u_{1q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{\text{эл}} & \sin \varphi_{\text{эл}} \\ -\sin \varphi_{\text{эл}} & \cos \varphi_{\text{эл}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -\sin \varphi_{\text{эл}} \\ \cos \varphi_{\text{эл}} \end{bmatrix} \cdot U_{m\alpha} = U_{m\alpha} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix},$$

то есть

$$\begin{aligned} u_{1d} &= 0; \\ u_{1q} &= U_{m\alpha} = \sqrt{\frac{3}{2}} U_{1m}. \end{aligned}$$

Аналогичные преобразования будут для ЭДС и токов

$$\begin{bmatrix} e_{1d} \\ e_{1q} \end{bmatrix} = E_{m\alpha} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix},$$

то есть

$$\begin{aligned} e_{1d} &= 0; \\ e_{1q} &= E_{m\alpha} = \sqrt{\frac{3}{2}} E_{1m}, \end{aligned}$$

где E_{1m} – амплитуда фазной ЭДС трехфазного СДПМ.

Для токов

$$\begin{bmatrix} i_{1d} \\ i_{1q} \end{bmatrix} = I_{m\alpha} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix},$$

то есть

$$\begin{aligned} i_{1d} &= 0; \\ i_{1q} &= I_{m\alpha} = \sqrt{\frac{3}{2}} I_{1m}, \end{aligned}$$

где I_{1m} – амплитуда фазного тока трехфазного СДПМ.

Для потокосцеплений взаимоиנדукции

$$\begin{bmatrix} \Psi_{1d} \\ \Psi_{1q} \end{bmatrix} = \Psi_{m\alpha} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix},$$

то есть

$$\begin{aligned} \Psi_{1d} &= \Psi_{m\alpha} = \sqrt{\frac{3}{2}} \Psi_{m1}; \\ \Psi_{1q} &= 0. \end{aligned}$$

Это связано с тем, что ЭДС взаимоиндукции $e = -\frac{d\psi}{dt}$, т. е. вектор ЭДС взаимоиндукции \dot{E}_{1m} отстает от вектора потокосцепления взаимоиндукции $\dot{\psi}_{m,m}$ на $\pi/2$.

Таким образом, трехфазная система СДПМ в осях d - q преобразовалась в однофазную, где по оси q действует напряжение

$$u_{1q} = \sqrt{\frac{3}{2}} U_{1m} = \sqrt{3} U_1 = U_n,$$

где $U_n = \sqrt{3} U_1$ – линейное напряжение трехфазного СДПМ, и протекает ток

$$i_{1q} = \sqrt{\frac{3}{2}} I_{1m} = \sqrt{3} I_1;$$

I_1 – фазный ток (действующее значение) трехфазного СДПМ.

По оси d располагается только вектор потокосцепления взаимоиндукции

$$\Psi_{m,m} = \sqrt{\frac{3}{2}} \Psi_{m1} = \sqrt{3} \Psi_1,$$

где Ψ_1 – действующее значение фазного потокосцепления взаимоиндукции трехфазного СДПМ.

Следовательно, в осях d - q получаем модель СДПМ, которая подобна модели ДПТ НВ в осях α - β (рис. 1).

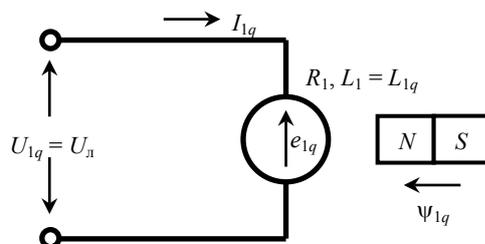


Рис. 1. Модель синхронного двигателя с постоянными магнитами в осях d - q

Fig. 1. Model of a PMSM which permanent magnets are in axes of d - q

Этой модели соответствует математическая модель СДПМ в осях d - q :

$$u_{1q} = i_{1q} R_1 + L_{1q} \frac{di_{1q}}{dt} + e_{1q};$$

$$e_{1q} = \omega_{эл} \Psi_{1q} = p_n \omega \sqrt{3} \Psi_1,$$

где $\sqrt{3} \Psi_1 = \Psi_{1d}$ – действующее значение потокосцепления по оси d ; R_1 – активное сопротивление фазы СДПМ; L_{1q} – индуктивность рассеяния по оси q ,

$$L_{1q} = L_{1\sigma} = L_1.$$

Электромагнитный момент

$$M = p_n \Psi_{1d} i_{1q} = p_n \sqrt{3} \Psi_1 \sqrt{3} i_1 = 3 p_n \Psi_1 i_1.$$

Для установившегося режима работы СДПМ имеем

$$U_n = I_{1q} R_1 + E_{1q}, \quad (1)$$

или

$$\sqrt{3} U_1 = \sqrt{3} I_1 R_1 + \sqrt{3} E_1,$$

где U_1 , E_1 , I_1 – действующие значения фазного напряжения, фазной ЭДС и фазного тока трехфазного СДПМ.

Умножим уравнение (1) на I_{1q}

$$U_n I_{1q} = I_{1q}^2 R_1 + E_{1q} I_{1q},$$

или

$$3U_1 I_1 = 3I_1^2 R_1 + 3E_1 I_1.$$

То есть без учета потерь в стали получаем баланс мощностей в трехфазном СДПМ

$$P_1 = \Delta P + P_{эм},$$

где P_1 – потребляемая активная мощность; ΔP – активные потери в трехфазных обмотках статора; $P_{эм} = M\omega$ – электромагнитная мощность.

Векторная диаграмма СДПМ в осях d – q приведена на рис. 2.

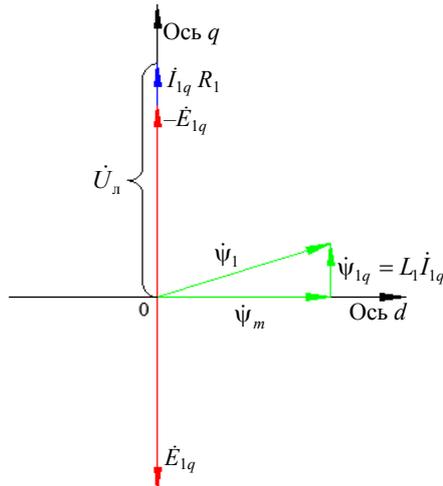


Рис. 2. Векторная диаграмма трехфазного синхронного двигателя с постоянными магнитами

Fig. 2. Vector diagram of a 3-phase PMSM

Все электрические величины представлены в действующих значениях.

При векторном управлении имеем полную аналогию СДПМ с двигателем постоянного тока с независимым возбуждением (ДПТ НВ) при компенсации реакции якоря. Но этот режим нужно обеспечивать, задавая регулятором тока по оси d ток $I_{1d,3} = 0$, а по оси q ток $I_{1q} = I_{1q,3}$.

Активное сопротивление фазы СДПМ можно определить по методике, изложенной в [4].

Еще раз отметим, что при векторном управлении СДПМ вектор тока перпендикулярен вектору магнитного потока и в качестве индуктивности выступает только индуктивность рассеяния обмотки статора. Индуктивное сопротивление реакции якоря X_{ad} не оказывает влияния на электромагнитный момент и механическую характеристику. Это уже отсутствует при скалярном частотном управлении СДПМ.

Скалярное частотное управление синхронным двигателем с постоянными магнитами

Рассмотрим СДПМ с поверхностным расположением постоянных магнитов, т. е. как неявнополюсный синхронный двигатель (СД) с недо возбуждением.

Принимаем, что магнитный поток, создаваемый постоянными магнитами, постоянный по величине, а обмотка статора СД обладает активным R_1 на фазу и синхронным индуктивным сопротивлением X_c , которое включает индуктивное сопротивление рассеяния X_σ и индуктивное сопротивление реакции якоря X_{ad} :

$$X_c = X_\sigma + X_{ad}.$$

При этих условиях можем записать уравнение электрического равновесия для одной фазы СДПМ в векторно-комплексном виде [9, 10]

$$\dot{U}_1 = -\dot{E}_1 + j\dot{I}_1 X_c + \dot{I}_1 R_1, \quad (2)$$

где \dot{U}_1 – вектор фазного напряжения статора; \dot{E}_1 – то же фазной ЭДС взаимной индукции, создаваемой потокоцеплением взаимной индукции ψ_m в обмотке статора; \dot{I}_1 – то же фазного тока обмотки статора СДПМ; X_c – синхронное индуктивное сопротивление фазы обмотки статора; R_1 – активное сопротивление фазы обмотки статора СДПМ; $j = \sqrt{-1}$ – мнимая единица.

В соответствии с уравнением (2) рисуем векторную диаграмму СДПМ в комплексной плоскости (рис. 3).

Из векторной диаграммы на рис. 3 при известной величине ЭДС взаимной индукции E_1 можно найти для данной нагрузки величину требуемого фазного напряжения U_1 статора

$$U_1 = \sqrt{[E_1 \sin(\varphi - \theta) + I_1 X_c]^2 + [E_1 \cos(\varphi - \theta) + I_1 R_1]^2}. \quad (3)$$

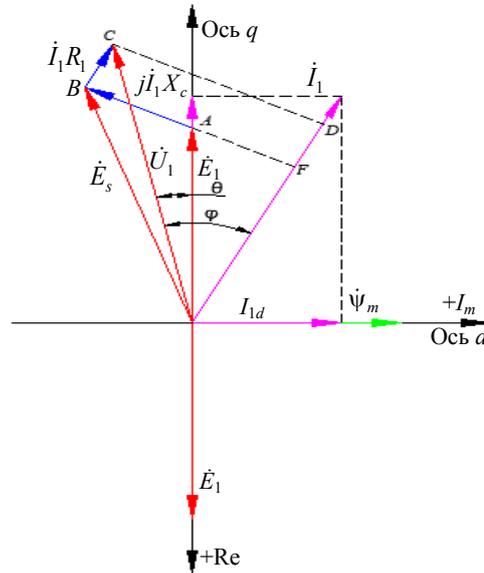


Рис. 3. Векторная диаграмма синхронного двигателя с постоянными магнитами с поверхностным расположением постоянных магнитов при недовозбуждении

Fig. 3. Vector diagram of a PMSM with permanent magnets located on the rotor outer space when underexcited

При скалярном частотном управлении и постоянной величине потоко-сцепления взаимоиндукции ψ_m ЭДС E_1 будет изменяться пропорционально относительной частоте α , что для установившегося режима работы равно-сильно относительно синхронной скорости ротора:

$$\alpha = \frac{f_1}{f_{1ном}} = \frac{\omega_0}{\omega_{0ном}},$$

где $f_{1ном}$, $\omega_{0ном}$ – номинальная частота напряжения и номинальная синхрон-ная скорость; f_1 , ω_0 – текущие значения частоты напряжения и синхронной скорости двигателя.

Следовательно,

$$E_1 = \alpha E_{1ном}, \quad (4)$$

где $E_{1ном}$ – номинальная ЭДС взаимоиндукции при номинальной частоте $f_{1ном}$ и номинальной нагрузке.

Аналогичное выражение имеем для синхронного индуктивного сопро-тивления статора

$$X_c = \alpha X_{cном}, \quad (5)$$

где $X_{cном}$ – синхронное индуктивное сопротивление статора при номиналь-ной частоте двигателя.

С учетом (4) и (5) уравнение (3) преобразуется к виду

$$U_1 = \alpha \sqrt{\left[E_{1\text{НОМ}} \sin(\varphi_{\text{НОМ}} - \theta_{\text{НОМ}}) + I_{1\text{НОМ}} X_{c\text{НОМ}} \right]^2 + \left[E_{1\text{НОМ}} \cos(\varphi_{\text{НОМ}} - \theta_{\text{НОМ}}) + \frac{I_{1\text{НОМ}} R_1}{\alpha} \right]^2}. \quad (6)$$

Здесь в качестве нагрузки СДПМ при всех α принята номинальная нагрузка.

Разделим левую и правую части (6) на $U_{1\text{НОМ}}$

$$\frac{U_1}{U_{1\text{НОМ}}} = \alpha \sqrt{\left[\frac{E_{1\text{НОМ}}}{U_{1\text{НОМ}}} \sin(\varphi_{\text{НОМ}} - \theta_{\text{НОМ}}) + I_{1\text{НОМ}} \frac{X_{c\text{НОМ}}}{U_{1\text{НОМ}}} \right]^2 + \left[\frac{E_{1\text{НОМ}}}{U_{1\text{НОМ}}} \cos(\varphi_{\text{НОМ}} - \theta_{\text{НОМ}}) + \frac{I_{1\text{НОМ}} R_1}{\alpha U_{1\text{НОМ}}} \right]^2}. \quad (7)$$

Обозначим: $\gamma = \frac{U_1}{U_{1\text{НОМ}}}$ – относительное напряжение статора при данном α ;

$R_{\text{НОМ}} = \frac{U_{1\text{НОМ}}}{I_{1\text{НОМ}}}$ – номинальное сопротивление, аналогичное таким величинам,

применяемым для расчетов ДПТ НВ и асинхронного двигателя (АД) с фазным ротором;

$\chi = \frac{X_c}{R_{\text{НОМ}}}$ – относительное синхронное индуктивное сопротивление статора;

$\rho = \frac{R_1}{R_{1\text{НОМ}}}$ – относительное активное сопротивление одной фазы обмотки статора;

$e_1 = \frac{E_{1\text{НОМ}}}{U_{1\text{НОМ}}}$ – относительная величина номинальной ЭДС взаимоиндукции.

Теперь (7) можно преобразовать к виду

$$\gamma = \alpha \sqrt{\left[e_1 \sin(\varphi_{\text{НОМ}} - \theta_{\text{НОМ}}) + \chi \right]^2 + \left[e_1 \cos(\varphi_{\text{НОМ}} - \theta_{\text{НОМ}}) + \frac{\rho}{\alpha} \right]^2}. \quad (8)$$

Обозначим постоянные величины, входящие в (8), следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} A &= e_1 \sin(\varphi_{\text{НОМ}} - \theta_{\text{НОМ}}) + \chi; \\ B &= e_1 \cos(\varphi_{\text{НОМ}} - \theta_{\text{НОМ}}). \end{aligned} \right\}$$

Тогда закон скалярного частотного управления СДПМ в относительных единицах принимает вид

$$\gamma = \alpha \sqrt{A^2 + \left[B + \frac{\rho}{\alpha} \right]^2}. \quad (9)$$

Можно видеть, что этот закон отличается от пропорционального $\gamma = \alpha$. Уровень отличия закона частотного управления СДПМ (9) будет зависеть от параметров синхронного двигателя.

Параметры синхронного двигателя с постоянными магнитами при скалярном частотном управлении

Посмотрим, как определить параметры СДПМ при скалярном частотном управлении. Очевидно, что выпускаемые СДПМ для работы при векторном управлении могут быть использованы для скалярного частотного управления.

Активное сопротивление R_1 фазы обмотки статора СДПМ можно определить на основании номинальных данных этого двигателя для векторного управления следующим образом:

$$R_1 = \frac{U_{л\text{ ном}} - c\omega_{\text{ ном}}}{I_{\text{ ном}}},$$

где $U_{л\text{ ном}}$ – действующее значение номинального линейного напряжения СДПМ; c – постоянная СДПМ при векторном управлении, $c = M_{э\text{ ном}}/I_{\text{ ном}}$; $\omega_{\text{ ном}}$ – номинальное значение угловой скорости СДПМ; $I_{\text{ ном}}$ – действующее значение номинального фазного тока трехфазного СДПМ; $M_{э\text{ ном}}$ – номинальный электромагнитный момент.

Также активное сопротивление обмотки статора R_1 можно определить, если известны момент инерции ротора СДПМ J_d и электромеханическая постоянная времени T_m :

$$R_1 = \frac{c^2}{\beta},$$

где β – модуль жесткости механической характеристики СДПМ, определяемый по формуле

$$\beta = \frac{J_d}{T_m}.$$

Исходя из номинальных данных СДПМ при векторном управлении, можно определить только индуктивное сопротивление рассеяния статора

$$X_{1\sigma, \text{ ном}} = \omega_{1\text{ ном}} L_{1\sigma},$$

где $\omega_{1\text{ ном}} = 2\pi f_{1\text{ ном}}$ – номинальная угловая частота; $L_{1\sigma}$ – индуктивность рассеяния, определяемая по формуле

$$L_{1\sigma} = T_3 R_1;$$

T_3 – электрическая постоянная времени, которая обычно приводится в данных СДПМ при векторном управлении.

Но для скалярного частотного управления СДПМ необходимо знать номинальное синхронное индуктивное сопротивление, которое включает индуктивное сопротивление рассеяния и индуктивное сопротивление продольно-размагничивающей реакции якоря.

При скалярном частотном управлении СДПМ при допущении $R_1 = 0$ имеем известное выражение для электромагнитного момента в номинальном режиме

$$M_{\text{э.ном}} = \frac{3U_{1\text{ном}}E_{1\text{ном}}}{\omega_{0\text{ном}}X_c} \sin \theta_{\text{ном}},$$

где $U_{1\text{ном}}$, $E_{1\text{ном}}$ – действующие значения фазного номинального напряжения и фазной ЭДС статора; $\omega_{0\text{ном}}$ – номинальное значение синхронной угловой скорости двигателя; $X_{c,\text{ном}}$ – синхронное индуктивное сопротивление при номинальной частоте; $\theta_{\text{ном}}$ – номинальный угол нагрузки (обычно $\theta_{\text{ном}} = 25\text{--}30^\circ$), который определяется из перегрузочной способности λ_m

$$\sin \theta_{\text{ном}} = \frac{1}{\lambda_m}.$$

Если принять, что электромагнитный момент СДПМ в номинальном режиме имеет одинаковую величину при скалярном и векторном управлении, то можно записать равенство

$$\frac{3U_{1\text{ном}}E_{1\text{ном}}}{\omega_{0\text{ном}}X_c} \sin \theta_{\text{ном}} = cI_{1q\text{ном}} = \frac{3E_{1\text{ном}}I_{1\text{ном}}}{\omega_{0\text{ном}}},$$

из которого получаем формулу для расчета номинального синхронного сопротивления СДПМ

$$X_{c\text{ном}} = \frac{U_{1\text{ном}} \sin \theta_{\text{ном}}}{I_{1\text{ном}}}.$$

Коэффициент мощности СДПМ в номинальном режиме $\cos \varphi_{\text{ном}}$ обычно соответствует коэффициенту мощности подобного по мощности и скорости асинхронного двигателя и лежит в пределах 0,8–0,9.

Определяем номинальную синхронную угловую скорость СДПМ $\omega_{0\text{ном}}$, номинальный электромагнитный момент $M_{\text{э.ном}}$, а затем – действующее значение номинальной фазной ЭДС взаимоиנדукции $E_{1\text{ном}}$:

$$\omega_{0\text{ном}} = \frac{2\pi f_{1\text{ном}}}{p_{\text{п}}},$$

$$M_{\text{э.ном}} = cI_{1\text{ном}};$$

$$E_{1\text{ном}} = \frac{M_{\text{э.ном}} \omega_{0\text{ном}} X_{c,\text{ном}}}{3U_{1\text{ном}} \sin \theta_{\text{ном}}}.$$

Также рассчитываем:

$$\sin \varphi_{\text{ном}} = \frac{E_{1\text{ном}} + I_{1\text{ном}} X_{c,\text{ном}}}{U_{1\text{ном}}},$$

$$\cos \varphi_{\text{ном}} = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_{\text{ном}}};$$

$$\Delta = \varphi_{\text{ном}} - \theta_{\text{ном}}.$$

После этого уточняем номинальный фазный ток (действующее значение)

$$I_{1\text{ном}} = \frac{I_{1q\text{ном}}}{\cos \Delta} = \frac{\sqrt{3}I_{1\text{ном}}}{\cos \Delta}.$$

Уточняем номинальное значение взаимоиנדукции

$$E_{1\text{ном}} = \sqrt{[U_{1\text{ном}} \sin \varphi_{\text{ном}} - I_{1\text{ном}} X_{c\text{ном}}]^2 + [U_{1\text{ном}} \cos \varphi_{\text{ном}} - I_{1\text{ном}} R_1]^2}.$$

При необходимости делаем несколько итераций для получения заданной точности.

Сопоставим механические характеристики СДПМ при векторном управлении с помощью датчика положения ротора (ДПР) и скалярном частотном управлении.

При векторном управлении уравнение механической характеристики СДПМ такое же, как и уравнение для ДПТ НВ:

$$\omega = \omega_0 - \frac{M}{\beta},$$

где $\omega_0 = \frac{U_{л\text{ном}}}{c}$ – угловая скорость идеального холостого хода; $\beta = \frac{c^2}{R_1}$ –

модуль жесткости механической характеристики.

Механические характеристики имеют отрицательное значение жесткости и падение скорости

$$\Delta\omega = \frac{M}{\beta}.$$

Следовательно, СДПМ при векторном управлении по углу поворота ротора $\varphi_{\text{эл}}$ (при $I_{1d} = 0$) с помощью ДПР для различных значений фазного напряжения U_1 имеет семейство механических характеристик в виде параллельных прямых с малым наклоном, что во многих случаях может быть достаточно для работы электропривода без обратной связи по скорости. При необходимости измеряемый с помощью ДПР угол поворота ротора $\varphi_{\text{эл}}$ может быть проинтегрирован для измерения угловой скорости ротора и создания замкнутой по скорости системы электропривода

$$\omega_{\text{эл}} = \frac{d\varphi_{\text{эл}}}{dt}.$$

По механическим характеристикам в разомкнутой по скорости системе обеспечивается устойчивая работа электропривода при постоянном статическом моменте нагрузки $M_c = \text{const}$. При скалярном частотном управлении СДПМ механическая характеристика в установившемся состоянии имеет вид $\omega = \omega_0$ независимо от статического момента M_c . Но в этом случае имеем граничный режим для статической устойчивости, и СДПМ будет работать с незатухающими колебаниями, что неприемлемо для обычных промышленных механизмов.

С помощью специальной обратной связи можно обеспечить устойчивую работу СДПМ при скалярном частотном управлении.

Необходимо заметить, что при скалярном частотном управлении СДПМ можно использовать самый простой закон частотного управления – пропорциональный. Проведенные исследования показали, что влияние R_1 на пропорциональный закон частотного управления незначительное по сравнению с АД. Это во многих случаях позволяет применять пропорциональный закон без корректировки.

По представленной методике были определены параметры СДПМ типа SGMH-50D фирмы OMRON для скалярного частотного управления и рассчитана функция $\gamma = f(\alpha)$ (табл. 1). Для сопоставления результатов также рассчитали функцию $\gamma = f(\alpha)$ для аналогичного по мощности асинхронного двигателя [4].

Таблица 1

Функция $\gamma = f(\alpha)$ для синхронного двигателя с постоянными магнитами и асинхронного двигателя при скалярном частотном управлении

Function of $\gamma = f(\alpha)$ for a PMSM and an asynchronous motor under scalar frequency control

| α | 1,0 | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,2 | 0,1 | 0,05 |
|------------------------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\gamma_{\text{СДПМ}}$ | 1,0 | 0,902 | 0,805 | 0,707 | 0,609 | 0,512 | 0,415 | 0,317 | 0,22 | 0,122 | 0,074 |
| $\Delta\gamma\%$ | 0,0 | 0,2 | 0,5 | 0,7 | 0,9 | 1,2 | 1,5 | 1,7 | 2,0 | 2,2 | 2,4 |
| $\gamma_{\text{АД}}$ | 1,0 | 0,913 | 0,826 | 0,74 | 0,653 | 0,567 | 0,481 | 0,395 | 0,306 | 0,207 | 0,158 |
| $\Delta\gamma\%$ | 0,0 | 1,3 | 2,6 | 4,0 | 5,3 | 6,7 | 8,1 | 9,5 | 10,6 | 10,7 | 10,8 |

$\Delta\gamma\%$ – отклонение напряжения от пропорционального закона.

При изменении f_1 в 10 раз электромагнитный момент СДПМ изменяется только на 2,2 %, а для аналогичного по мощности асинхронного двигателя – на 10,7 %.

ВЫВОДЫ

1. Представлено сравнение свойств и характеристик синхронного двигателя с постоянными магнитами при векторном и скалярном частотном управлении и выявлены основные их различия.

2. Получен закон скалярного частотного управления синхронным двигателем с постоянными магнитами с учетом параметров двигателя. Показано, что отличие этого закона от пропорционального при постоянном статическом моменте незначительно и можно применять пропорциональный закон без корректировки, в отличие от скалярного частотного управления асинхронным двигателем.

3. Представлена методика расчета параметров синхронного двигателя с постоянными магнитами при скалярном частотном управлении для двигателей, предназначенных для векторного управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мохсен, А. Перспективный электропривод мостовых кранов / А. Мохсен // Электромеханічні системи, методи моделювання та оптимізації: зб. матер. VI Міжнар. наук.-техн. конф. молод. учених і спец. у місті Кременчук, 8–10 квітня 2008 р. / Кремен. держ. політехн. ун-т; наук. ред. О. П. Чорний. Кременчук, 2008. С. 57–61.
2. Бешта, О. С. Обоснование целесообразности использования синхронных двигателей с постоянными магнитами со встроенными магнитами / О. С. Бешта, О. В. Балахонцев,

- С. Г. Фурса // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. 2010. Т. 63, № 4. С. 73–75. Ч. 2.
3. Толочко, О. І. Особливості векторного керування синхронними двигунами з постійними магнітами при врахуванні втрат у сталі / О. І. Толочко, В. В. Божко // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. 2012. Т. 19, № 3. С. 45–47.
 4. Фираго, Б. И. Векторные системы управления электроприводами / Б. И. Фираго, Д. С. Васильев. Минск: Вышэйш. шк., 2016. 159 с.
 5. Trzynadlowski, A. Control of Induction Motor / A. Trzynadlowski. London: Academic Press, 2001.
 6. Фираго, Б. И. Исследование переходных процессов в частотно-регулируемом синхронном электроприводе / Б. И. Фираго, С. В. Александровский // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2016. Т. 59, № 6. С. 507–518. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-6-507-518>.
 7. Шабанов, В. А. О законах частотного регулирования синхронных двигателей на нефтеперекачивающих станциях / В. А. Шабанов, О. В. Кабардина // Нефтегазовое дело. 2010. № 2. С. 1–5.
 8. Шевченко, В. П. Синхронный двигатель при частотном регулировании / В. П. Шевченко, О. Б. Бабийчук // Электротехнические и компьютерные системы. 2014. Т. 90, № 14. С. 39–42.
 9. Фираго, Б. И. Теория электропривода / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. Минск: Техноперспектива, 2007. 585 с.
 10. Фираго, Б. И. Регулируемые электроприводы переменного тока / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. Минск: Техноперспектива, 2006. 363 с.

Поступила 21.11.2018 Подписана в печать 22.01.2019 Опубликовано онлайн 30.05.2019

REFERENCES

1. Mokhsen A. (2008) Promising Electrical Drive for Overhead Cranes. *Elektromekhanichni Sistemi, Metody Modelyuvannya ta Optimizatsii: Zb. Mater. VI Mizhnar. Nauk.-Tekhn. Konf. Molod. Uchenikh i Spets. u Misti Kremenchuk, 8–10 Kvitnya 2008 r.* [Electromechanical Systems, Modelling and Optimization Methods: Proceedings of the VI Scientific and Technical Conference of Young Scientists and Professionals, Kremenchuk, 8–10 April 2018]. Kremenchuk, KPSU, 57–61 (in Russian).
2. Beshta A. S., Balakhontsev A. V., Fursa S. G. (2010) Rationale of Expedient Application of Synchronous Motor with Incorporated Permanent Magnets. *Visnik Kremenchuts'kogo Natsional'nogo Universitetu imeni Mikhaïla Ostrograds'kogo = Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrogradskyi State University*, 63 (4), 73–75 (in Ukrainian).
3. Tolochko O., Bozhko V. (2012) Features of Permanent Magnet Synchronous Motor Vector Control Taking into Account Stell Losses. *Elektromekhanichni i Energozberegayuchi Sistemi = Electromechanical and Energy Saving Systems*, 19 (3), 45–47 (in Ukrainian).
4. Firago B. I., Vasil'ev D. S. (2016) *Vector Systems Control of Electrical Drives*. Minsk, Vysheishaya Shkola Publ. 159 (in Russian).
5. Trzynadlowski A. (2001) *Control of Induction Motors*. Academic Press, London. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-701510-1.X5000-4>.
6. Firago B. I., Aleksandrovskii S. V. (2016) Investigation of Synchronous Electrical Drive Transients with Allowance Made for Damper Winding and a Ramp Velocity Profile. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 59 (6), 507–518 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-6-507-518>.
7. Shabanov V. A., Kabardina O. V. (2010) On the Frequency Control Laws for Synchronous Motor in Oil-Pumping Stations. *Neftegazovoe Delo = Oil and Gas Business*, (2), 1–5 (in Russian).
8. Shevchenko V. P., Babiichuk O. B. (2014) Frequency Controlled Synchronous Motor. *Elektrotekhnicheskie i Komp'yuternye Sistemy = Electrotechnical and Computers Systems*, 90 (14), 39–42 (in Russian).
9. Firago B. I., Pawlaczyk L. B. (2007) *The Theory of Electrical Drives*. Minsk, Technoperspektiva Publ. 585 (in Russian).
10. Firago B. I., Pawlaczyk L. B. (2006) *Regulated Alternative Current Drives*. Minsk, Tekhnoperspektiva Publ. 363 (in Russian).

Received: 21 November 2018

Accepted: 22 January 2019

Published online: 30 May 2019

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-219-231>

УДК 621.315.176

Учет распорок в механическом расчете гибких проводов воздушных линий и распределительных устройств

Ю. В. Бладыко¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Рассматривается механический расчет гибких проводов пролетов воздушных линий и распределительных устройств, в которых устанавливаются дистанционные внутрифазные или междуфазные распорки. Распорки рассматриваются как сосредоточенные нагрузки, действующие на расщепленную фазу. Получены формулы определения стрел провеса проводов при различном числе распорок как функции от их числа и коэффициента сосредоточенных сил. При этом учитываются разность высот подвеса проводов, натяжные гирлянды изоляторов, ветровые и гололедные нагрузки. Эти формулы, представленные в удобном для использования потребителями виде, могут быть применены для компьютерной реализации механического расчета гибких проводов воздушных линий и распределительных устройств в различных климатических режимах как при наличии, так и при отсутствии расщепления фаз. Выполнена оценка погрешности замены распорок распределенной нагрузкой. Предлагаются формулы, имеющие наименьшую погрешность при замене распорок распределенной нагрузкой. Чем больше значение сосредоточенных сил от отпаек и шлейфов, тем больше погрешность расчета стрел провеса проводов распределительных устройств. Поэтому заменять их распределенной нагрузкой, полученной простым делением суммарных нагрузок на длину пролета при наличии отпаек и шлейфов, нельзя.

Ключевые слова: стрела провеса, тяжение, уравнение состояния, пролет, расщепленная фаза, подпролет, коэффициент нагрузки

Для цитирования: Бладыко, Ю. В. Учет распорок в механическом расчете гибких проводов воздушных линий и распределительных устройств / Ю. В. Бладыко // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 3. С. 219–231. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-219-231>

Accounting for Spacers in the Mechanical Calculation of Flexible Wires for Overhead Lines and Switchgears

Y. V. Bladyko¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The mechanical calculation of flexible wires of overhead lines and switchgears, in which in-phase or phase-to-phase spacers are installed, is under consideration. Spacers are

Адрес для переписки

Бладыко Юрий Витальевич
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-71-93
eie@bntu.by

Address for correspondence

Bladyko Yuri V.
Belarusian National Technical University
65/2 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-71-93
eie@bntu.by

considered as concentrated loads acting on the split phase. The formulas for determining the sag are given for a different number of spacers as a function of their number and the coefficient of concentrated forces. This takes into account the difference in suspension heights, tension insulators strings, wind and ice loads. These formulas, being presented in a form that is convenient for consumers, can be used for computer execution of the mechanical calculation of flexible wires in different climatic regimes, both in the presence and in the absence of phase splitting. The errors of replacing the spacers with a distributed load are demonstrated. Formulas are proposed that give the smallest error when replacing spacers with a distributed load. The greater the value of the concentrated forces from the tap-off lines and loops, the greater the error in calculating the sag of the switchgear wires. Therefore, it is not possible to replace them with a distributed load obtained by simply dividing the total load by the length of the span in the presence of the tap-off lines and loops.

Keywords: sag, tension, equation of state, span, split phase, subspan, load factor

For citation: Bladyko Y. V. (2019) Accounting for Spacers in the Mechanical Calculation of Flexible Wires for Overhead Lines and Switchgears. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (3) 219–231. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-219-231> (in Russian)

Введение

С 1 декабря 2011 г. в Республике Беларусь действует технический кодекс установившейся практики ТКП 339–2011 [1]. Он регламентирует нормативные и расчетные нагрузки на провода воздушных линий (ВЛ) в различных климатических режимах. Параграф «5.3.5 Климатические условия и нагрузки» [1] в части расчетов ветровых и гололедных нагрузок полностью совпадает с параграфом «Климатические условия и нагрузки» главы «2.5 Воздушные линии электропередачи напряжением выше 1 кВ» Правил устройства электроустановок (ПУЭ) седьмого издания [2], введенных в Российской Федерации с 1 января 2003 г.

Однако ТКП 339–2011 не учитывает ветровые и гололедные нагрузки на все конструктивные элементы ВЛ и распределительных устройств (РУ). Не указано, как рассчитывать нагрузки от ветра и гололеда на внутрифазные и междуфазные распорки, авиационные заградительные шары-маркеры, шлейфы, отпайки к электрическим аппаратам и другие сосредоточенные нагрузки. Цель статьи – разработка методики механического расчета проводов ВЛ и РУ при наличии распорок в различных режимах климатических воздействий. Распорки рассматриваются как сосредоточенные нагрузки, решается вопрос о возможности их замены распределенными по длине пролета, рассчитывается погрешность в расчетах стрел провеса при такой замене.

Рассмотрим расчет стрел провеса и тяжений расщепленных фаз ВЛ и РУ в случае подвеса проводов на разных высотах. Расщепленные фазы заменяются эквивалентным проводом, расчет ведется для оси фазы. Реальное расположение каждого провода определяется конфигурацией фазы и шагом расщепления.

Расчет пролета воздушных линий с распорками

Максимальная стрела провеса оси проводов расщепленной фазы [3]

$$f_0 = \frac{q_\phi l^2 K_f}{8H_\phi}, \quad (1)$$

где q_ϕ – погонный вес проводов фазы,

$$q_{\phi} = N(q + q_{г.п});$$

N – число расщепленных проводов в фазе (кратность расщепления), если нет расщепления $N = 1$; q – погонный вес одного провода (троса); $q_{г.п}$ – расчетная линейная гололедная нагрузка на 1 м провода при механическом расчете проводов по методу допускаемых напряжений [1] (при отсутствии гололеда $q_{г.п} = 0$); l – длина пролета; H_{ϕ} – тяжение проводов фазы, $H_{\phi} = NH$; H – тяжение в одном проводе расщепленной фазы (горизонтальная составляющая); K_f – коэффициент увеличения стрелы провеса, обусловленный наличием распорок, в общем случае для расположения точек подвеса гирлянд на разных высотах [3, 4],

$$K_f = \frac{1 + K_p \left(1 + \frac{1}{n}\right)}{\cos \theta} \quad \text{или} \quad K_f = \frac{1 + \frac{P}{nq_{\phi}l_p}}{\cos \theta};$$

θ – угол наклона пролета, $\operatorname{tg} \theta = h/l$; h – разность высот подвеса проводов;

$K_p = \frac{P \cos \theta}{q_{\phi}l}$ – коэффициент сосредоточенных сил, действующих в наклонном пролете; l_p – расстояние между распорками (длина подпролета),

$l_p = \frac{l}{n+1}$; P – суммарный вес распорок в пролете с учетом гололеда на них;

n – число узлов распорок, равномерно расположенных по длине пролета;

$n = \left\lfloor \frac{l}{l_p} \right\rfloor - 1$ – при длине подпролета не менее l_p ; $n = \left\lceil \frac{l}{l_p} \right\rceil - 1$ – при длине

подпролета, приблизительно (или точно) равной l_p .

Суммарный вес распорок в пролете

$$P = \left(n_p n_y P_p + n_{мр} \frac{P_{мр}}{2} \right) (1 + 0,01b),$$

где P_p – вес одной внутрифазной распорки; n_p – число узлов внутрифазных распорок (при их отсутствии $n_p = 0$); n_y – то же распорок в узле (в случае использования парных распорок: $n_y = N$ при $N > 2$ и $n_y = 1$ при $N = 2$; в случае использования лучевых распорок $n_y = 1$); $P_{мр}$ – вес одной междуфазной распорки; $n_{мр}$ – число междуфазных распорок (при их отсутствии $n_{мр} = 0$); b – толщина стенки гололеда, мм.

Увеличение веса распорок, покрытых гололедом, на $0,01b$ принято согласно Указаниям по механическому расчету гибкой ошиновки ОРУ 35–500 кВ.

В общем случае число узлов распорок $n \leq (n_p + n_{мр})$.

Относительная погрешность расчета максимальной стрелы провеса пролета ВЛ из-за замены n распорок равномерно распределенной нагрузкой по длине пролета [3]

$$\delta_f = \frac{f_{0p} - f_0}{f_0} = -\frac{1}{1 + n \left(1 + \frac{1}{K_p} \right)}, \quad (2)$$

где f_{0p} – расчетная максимальная стрела провеса оси фазы проводов при замене распорок распределенной нагрузкой,

$$f_{0p} = \frac{q_\phi l^2 (1 + K_p)}{8H_\phi \cos \theta} = \frac{\left(\frac{q_\phi}{\cos \theta} + \frac{P}{l} \right) l^2}{8H_\phi}. \quad (3)$$

Расчеты выполнялись для следующих исходных данных: длина пролета $l = 400$ м; в фазе $N = 2$ провода 264/34 ACSR с погонным весом $q = 0,98$ даН/м, площадью поперечного сечения $A = 297,8$ мм², модулем упругости $E = 7400$ даН/мм²; провода подвешены на одной высоте, исходное тяжение провода $H = 1490$ даН; в пролете установлено n дистанционных распорок, каждая весом $P_p = 2$ даН. Результаты расчета погрешности в определении стрелы провеса представлены на рис. 1.

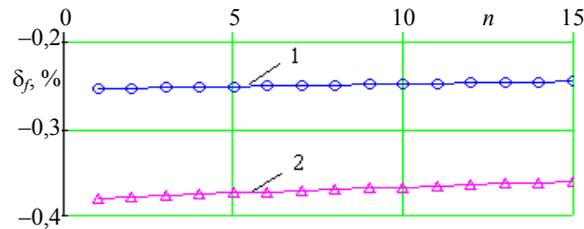


Рис. 1. Зависимость погрешности расчета максимальной стрелы провеса пролета воздушной линии из-за замены распорок распределенной нагрузкой от числа распорок: 1 – расчет по (2) для $P_p = 2$ даН; 2 – $P_p = 3$ даН

Fig. 1. Dependence of the error in calculating the maximum sag of the span of the overhead line due to the replacement of spacers by a distributed load on the number of spacers: 1 – calculation by (2) for $P_p = 2$ daN; 2 – $P_p = 3$ daN

При увеличении веса распорок погрешность возрастает по модулю. При увеличении числа распорок погрешность снижается незначительно.

Практически нулевую погрешность дает расчет стрел провеса по формуле

$$f_{0p} = f_0 = \frac{\left(\frac{q_\phi}{\cos \theta} + \frac{P}{nl_p} \right) l^2}{8H_\phi}, \quad (4)$$

которая совпадает с (1).

Уравнение состояния проводов фазы для перехода к другому режиму, из которых один исходный (с индексом 0), имеет вид [4–6]

$$\frac{\alpha_{y\phi} H_{\phi}}{\cos \theta} - \frac{(q_{\phi} K)^2 l^2}{24 H_{\phi}^2} + \alpha t = \frac{\alpha_{y\phi} H_{\phi 0}}{\cos \theta} - \frac{(q_{\phi 0} K_0)^2 l^2}{24 H_{\phi 0}^2} + \alpha t_0, \quad (5)$$

где $\alpha_{y\phi} = \frac{1}{ENA}$ – коэффициент упругого удлинения проводов фазы; E – модуль упругости провода; A – сечение одного провода фазы; α – коэффициент температурного удлинения провода; t – температура провода; K – коэффициент нагрузки [3],

$$K^2 = 1 + 2 \left(1 + \frac{1}{n+1} \right) K_p + \left(1 + \frac{2}{n} \right) K_p^2.$$

Наличие натяжных гирлянд изоляторов в пролете ВЛ практически не влияет на погрешность замены сосредоточенных сил равномерной нагрузкой: она остается на том же уровне, что и без гирлянд [4].

В общем случае следует стрелы провеса считать по формуле (1), в которой коэффициент увеличения стрелы провеса находится из выражения [4]

$$K_f = \frac{1 + 4\delta + K_p \left(1 + \frac{1}{n} \right)}{\cos \theta}, \quad (6)$$

где δ – коэффициент, учитывающий наличие натяжных гирлянд изоляторов,

$$\delta = \left(\frac{q_r}{q_{\phi}} - 1 \right) \left(\frac{l_0}{l} \right)^2 = (K_b - 1) K_r^2;$$

q_r – погонная нагрузка на натяжную гирлянду изоляторов с учетом гололеда на ней; $K_b = \frac{q_r}{q_{\phi}}$ – кратность веса натяжной гирлянды изоляторов относительно веса проводов фазы;

$K_r = \frac{l_0}{l} = \frac{l_r \cos \theta}{l}$ – то же длины натяжной гирлянды изоляторов относительно длины пролета; l_r – длина гирлянды изоляторов; $l_0 = l_r \cos \theta$ – ее проекция на горизонтальную ось.

Уравнение состояния проводов фазы для перехода к другому режиму имеет вид (5), где коэффициент нагрузки [6]

$$K^2 = (1 - 2K_r)(1 + 4K_r) + \frac{1}{1 - 2K_r} \left[12K_b K_r^2 \left(1 - 2K_r + \frac{2}{3} K_b K_r \right) + 2K_p \left(1 + 6\delta + \frac{1}{n+1} \right) + K_p^2 \left(1 + \frac{2}{n} \right) \right].$$

При углах наклона $\theta < 8^\circ$ можно отказаться от учета наклона и принимать в расчетах $\cos \theta \approx 1$.

Ветровую нагрузку на распорки нужно учитывать при $N > 2$, когда на конструкцию распорок, покрытых гололедом, действует ветровой напор. При $N = 2$ ветровую нагрузку на распорки даже при наличии гололеда можно не учитывать, так как в механическом расчете в точке крепления зажима распорки рассматривается провод, покрытый гололедом, с учетом коэффициентов надежности [1]. Принимая во внимание действие ветра на провода и гирлянды изоляторов, определяются максимальные отклонения в двух направлениях по формулам [6].

Расчет пролета распределительных устройств с распорками

В отличие от пролета ВЛ пролет РУ характеризуется меньшей длиной, а следовательно, большими значениями δ , K_r и K_p . При расчете стрел провеса можно пользоваться формулами (1) и (6).

Расчеты выполнялись для следующих исходных данных: длина пролета РУ $l = 30$ м; в фазе $N = 2$ провода 264/34 АCSR; исходное тяжение провода $H = 1490$ даН; погонный вес гирлянды изоляторов $q_r = 30$ даН/м; длина натяжной гирлянды изоляторов $l_r = 2$ м; в пролете n дистанционных распорок по $P_p = 2$ даН.

Относительная погрешность расчета стрел провеса от замены распорок по формуле (3) равномерно распределенной нагрузкой по длине пролета [4]

$$\delta_f = \frac{f_{0p} - f_0}{f_0} = -\frac{1}{1+n \left(1 + \frac{1+4\delta}{K_p}\right)}. \quad (7)$$

Результаты расчета погрешности в определении стрелы провеса представлены на рис. 2.

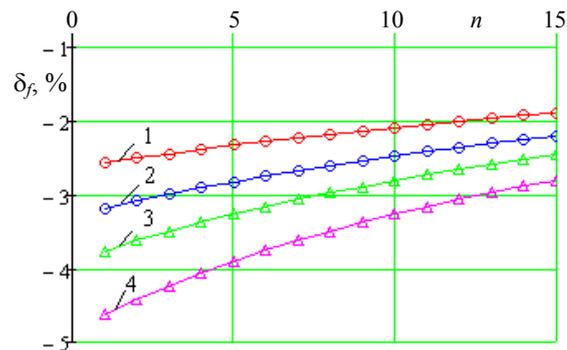


Рис. 2. Зависимость погрешности расчета максимальной стрелы провеса пролета распределительных устройств с двумя натяжными гирляндами изоляторов из-за замены распорок распределенной нагрузкой от числа распорок: 1, 3 – расчет по (7) для $\delta = 0,064$; 2, 4 – $\delta = 0$ (без гирлянд); 1, 2 – $P_p = 2$ даН; 3, 4 – $P_p = 3$ даН

Fig. 2. Dependence of the error in calculating the maximum sag of the span of switchgears with two tension insulator strings caused by the replacement of spacers by a distributed load on the number of spacers: 1, 3 – calculation by (7) for $\delta = 0.064$;

2, 4 – $\delta = 0$ (without insulator strings); 1, 2 – $P_p = 2$ daN; 3, 4 – $P_p = 3$ daN

Наличие натяжных гирлянд изоляторов снижает погрешность. Замена $n = 1$ распорки распределенной по длине пролета нагрузкой при наличии гирлянд изоляторов дает погрешность 2,5 %, а при их отсутствии погрешность по модулю возрастает до 3,2 %. При увеличении веса распорок погрешность также возрастает по модулю. При увеличении числа распорок погрешность снижается. Таким образом, самые большие погрешности замены распорок распределенной нагрузкой будут при их малом числе.

Уменьшить погрешность расчета от замены распорок распределенной нагрузкой можно распределением их веса не по длине пролета, а по длине провода. В данном случае стрела провеса

$$f_{0p} = \frac{\left(\frac{q_\phi}{\cos\theta} + \frac{P}{l-2l_0} \right) l^2 (1+4\delta_p)}{8H_\phi}, \quad (8)$$

$$\text{где } \delta_p = \left(\frac{q_r}{q_\phi + \frac{P \cos\theta}{l-2l_0}} - 1 \right) \left(\frac{l_0}{l} \right)^2.$$

Расстояние между распорками в этом случае

$$l_p = \frac{l-2l_0}{n+1},$$

где n – число распорок, равномерно расположенных по длине пролета:

$$n = \left\lfloor \frac{l-2l_0}{l_p} \right\rfloor - 1 \text{ – при длине подпролета не менее } l_p; \quad n = \left\lceil \frac{l-2l_0}{l_p} \right\rceil - 1 \text{ – при}$$

длине подпролета, приблизительно (или точно) равной l_p .

Результаты расчета погрешности в определении стрелы провеса по формуле (8) представлены на рис. 3.

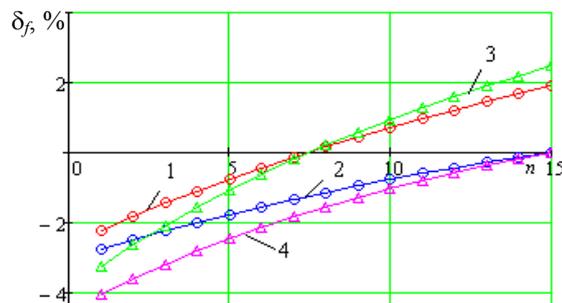


Рис. 3. Зависимость погрешности расчета максимальной стрелы провеса пролета распределительных устройств с двумя натяжными гирляндами изоляторов из-за замены распорок распределенной нагрузкой от числа распорок: 1, 3 – расчет по (8) для $l_r = 2$ м; 2, 4 – $l_r = 1$ м; 1, 2 – $P_p = 2$ даН; 3, 4 – $P_p = 3$ даН

Fig. 3. Dependence of the error in calculating the maximum sag of the span of switchgears with two tension insulator strings caused by the replacement of spacers by a distributed load on the number of spacers: 1, 3 – calculation by (8) for $l_r = 2$ m; 2, 4 – $l_r = 1$ m; 1, 2 – $P_p = 2$ daN; 3, 4 – $P_p = 3$ daN

Кроме распорок, пролет РУ характеризуется большим количеством значительных сосредоточенных сил: шлейфов с натяжными зажимами, козырьки, отпайки к электрическим аппаратам с ответвительными зажимами (рис. 4).

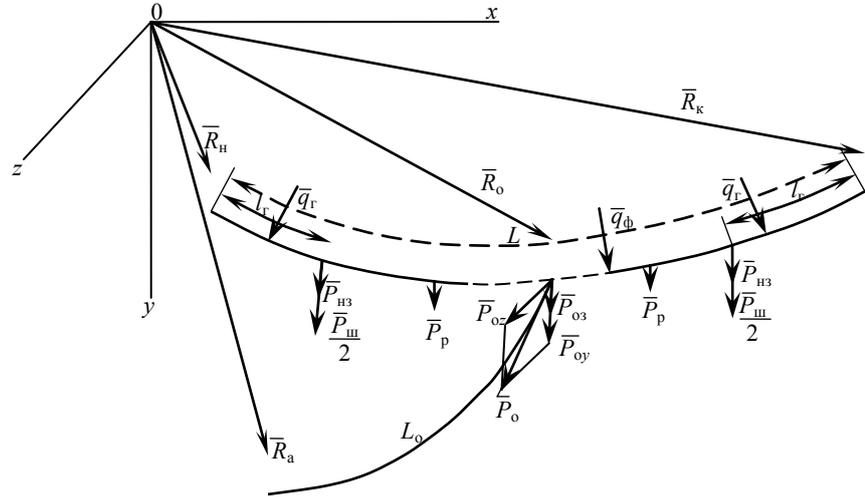


Рис. 4. Расчетная схема пролета распределительных устройств с эквивалентным проводом, двумя натяжными гирляндами изоляторов, распорками, шлейфами, зажимами, отпайкой к электрическому аппарату

Fig. 4. An estimated switchgears span scheme with an equivalent wire, two tension strings of insulators, spacers, loops, clamps, a tap-off line to the electrical apparatus

Рассмотрим случай, дающий наибольшую погрешность, – наличие отпайки в центре пролета. При расстановке распорок равномерно по длине провода в (1) подставляют коэффициент увеличения стрелы провеса

$$K_f = \frac{1 + 4\delta + K_p \left[1 + \frac{1}{n} + 2K_\Gamma \left(1 - \frac{1}{n} \right) \right] + K_{P_0}}{\cos \theta}, \quad (9)$$

где K_{P_0} – коэффициент сосредоточенных сил от отпайки и шлейфов,

$$K_{P_0} = \frac{[2(P_0 + P_{03}) + 4K_\Gamma(P_\text{ш} + P_{\text{шз}})] \cos \theta}{q_\Phi l};$$

P_0 – сосредоточенная сила от отпайки в центре пролета; P_{03} – вес ответвительного зажима; $P_{\text{шз}}$ – то же натяжного зажима; $P_\text{ш}$ – сосредоточенная сила от шлейфа, $P_\text{ш} = q_\Phi l_\text{ш}$; $l_\text{ш}$ – длина шлейфа.

Рассчитаем погрешность от замены сосредоточенных сил распределенной нагрузкой по формуле определения стрелы провеса

$$f_{0p} = \frac{\left(\frac{q_\Phi}{\cos \theta} + \frac{P + P_0 + P_{03} + P_\text{ш} + 2P_{\text{шз}}}{l} \right) l^2 (1 + 4\delta)}{8H_\Phi}. \quad (10)$$

Результаты расчета погрешности в определении стрелы провеса по формуле (10) при отсутствии отпаяк и шлейфов представлены на рис. 5.

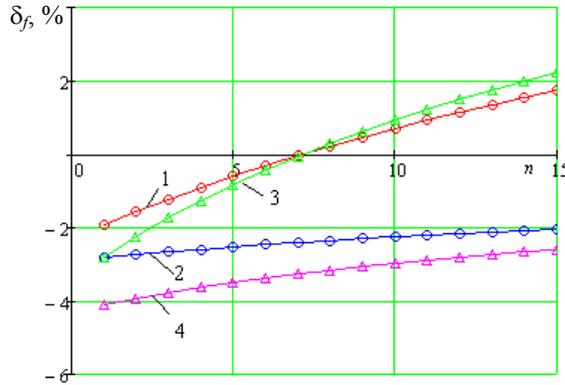


Рис. 5. Зависимость погрешности расчета максимальной стрелы провеса пролета распределительных устройств с двумя натяжными гирляндами изоляторов из-за замены распорок распределенной нагрузкой от числа распорок: 1, 3 – расчет по (10) для $l_r = 2$ м; 2, 4 – $l_r = 1$ м; 1, 2 – $P_p = 2$ даН; 3, 4 – $P_p = 3$ даН

Fig. 5. Dependence of the error in calculating the maximum sag of the span of switchgears with two tension insulator strings caused by the replacement of spacers by a distributed load on the number of spacers: 1, 3 – calculation by (10) for $l_r = 2$ м; 2, 4 – $l_r = 1$ м; 1, 2 – $P_p = 2$ даН; 3, 4 – $P_p = 3$ даН

Наименьшую погрешность расчета стрел провеса получаем при числе распорок

$$n \approx \frac{1 - 2K_r}{4\delta - 2K_r}.$$

При наличии шлейфов и отпаяк погрешность возрастает (рис. 6).

Как видно из рис. 6, чем больше величина сосредоточенных сил, тем больше погрешность расчета стрел провеса. Очевидно, что заменять их распределенной нагрузкой простым делением суммарных нагрузок на длину пролета при наличии отпаяк и шлейфов нельзя, формула (10) дает большую погрешность.

Наименьшую погрешность от замены сосредоточенных сил распорок распределенной нагрузкой можно получить по формуле определения стрелы провеса

$$f_{0p} = \frac{\left(\frac{q_\phi}{\cos\theta} + \frac{P}{l} \right) l^2 (1 + 4\delta_p + K_{P_0})}{8H_\phi} = \frac{q_\phi (1 + K_p) l^2 (1 + 4\delta_p + K_{P_0})}{8H_\phi \cos\theta}, \quad (11)$$

$$\text{где } \delta_p = \left(\frac{q_r}{q_\phi + \frac{P \cos\theta}{l}} - 1 \right) \left(\frac{l_0}{l} \right)^2 = \left(\frac{K_b}{1 + K_p} - 1 \right) K_r^2.$$

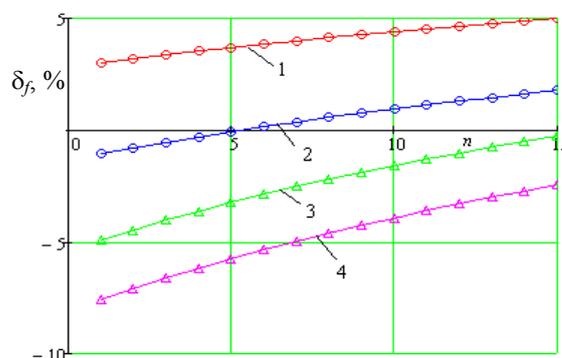


Рис. 6. Зависимость погрешности расчета максимальной стрелы пролета распределительных устройств из-за замены сосредоточенных нагрузок распределенной от числа распорок при наличии шлейфов $P_{ш} + P_{нз} = 8$ даН и отпайки:

1 – расчет по (10) для $P_o = 5$ даН; 2 – $P_o = 10$ даН; 3 – $P_o = 15$ даН; 4 – $P_o = 20$ даН;
1, 2 – $P_p = 2$ даН; 3, 4 – $P_p = 3$ даН

Fig. 6. Dependence of the error in calculating the maximum sag of the span of switchgears caused by the replacement of concentrated loads by a distributed ones on the number of spacers if there are loops $P_{ш} + P_{нз} = 8$ daN and a tap-off line:
1, 3 – calculation by (10) for $P_o = 5$ daN; 2 – $P_o = 10$ daN; 3 – $P_o = 15$ daN; 4 – $P_o = 20$ daN;
1, 2 – $P_p = 2$ daN; 3, 4 – $P_p = 3$ daN

Результаты расчета погрешности в определении стрелы провеса по формуле (11) при наличии отпаяк и шлейфов представлены на рис. 7.

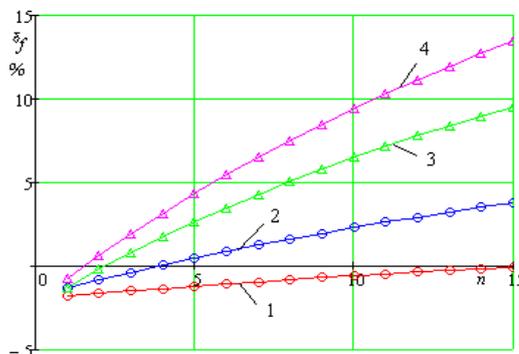


Рис. 7. Зависимость погрешности расчета максимальной стрелы провеса пролета распределительных устройств из-за замены распорок распределенной нагрузкой от числа распорок при наличии шлейфов $P_{ш} + P_{нз} = 8$ даН и отпайки: 1 – расчет по (11) для $P_o = 5$ даН; 2 – $P_o = 10$ даН; 3 – $P_o = 15$ даН; 4 – $P_o = 20$ даН;
1, 2 – $P_p = 2$ даН; 3, 4 – $P_p = 3$ даН

Fig. 7. Dependence of the error in calculating the maximum sag of the span of switchgears due to the replacement of spacers by a distributed load on the number of spacers if there are loops $P_{ш} + P_{нз} = 8$ daN and a tap: 1, 3 – calculation by (11) for $P_o = 5$ daN; 2 – $P_o = 10$ daN; 3 – $P_o = 15$ daN; 4 – $P_o = 20$ daN; 1, 2 – $P_p = 2$ daN; 3, 4 – $P_p = 3$ daN

Расчет при длине пролета $l = 30$ м (в пролете $n = 3$ распорки) и $P_o = 20$ даН, $P_{ш} + P_{нз} = 8$ даН по формуле (10) дает погрешность $\delta_f = -6,4$ %, а по (11) по-

грешность снижается до $\delta_f = 1,3\%$. С увеличением длины пролета погрешность снижается, так как уменьшаются коэффициенты K_r и K_p . Например, при длине пролета $l = 50$ м (в пролете $n = 5$ распорок) погрешность расчета по формулам изменяется от $\delta_f = -7,7\%$ до $\delta_f = 0,9\%$.

Трудность вызывает определение силы от отпайки \bar{P}_o (рис. 4), так как она зависит от положения точек крепления зажимов к электрическому аппарату \bar{R}_a и к шине \bar{R}_o , которое, в свою очередь, зависит от этой силы. При некилевом расположении отпайки, а также при ветровом воздействии по формулам (1) и (9) определяют максимальные отклонения по осям y и z .

В случае действия ветровой и гололедной нагрузок тяжение и стрелы провеса возрастают, в гололедном режиме тяжение может выйти за пределы допустимого значения, поэтому этот климатический режим в большинстве случаев следует принимать за исходный.

При наличии натяжных гирлянд изоляторов и учете ветровой нагрузки погрешность расчета возрастает из-за несовпадения формы провисания системы «гирлянды изоляторов – провод» с параболой, отклонения составляющих проходят в разных плоскостях. В [7] доказано возрастание погрешности расчета с увеличением длины гирлянды изоляторов. Точное определение стрел провеса и тяжений возможно при применении векторно-параметрического метода расчета статики проводов [7–9], который реализован в компьютерных программах механического расчета [10]. В программах составляющие усилий от отпайки \bar{P}_o находятся итерационным методом исходя из неизменной длины провода и заданного тяжения или стрелы провеса.

Полученные формулы расчета стрел провеса и тяжений проводов с распорками могут быть распространены на другие конструкции с сосредоточенными нагрузками. Заменять их распределенной нагрузкой простым делением суммарных нагрузок на длину пролета можно в случае их большого количества и малого веса.

ВЫВОДЫ

1. Получены формулы для определения стрел провеса расщепленной фазы проводов воздушных линий и распределительных устройств при различном числе распорок как функции от их числа и коэффициента сосредоточенных сил K_p . При этом учитываются разность высот подвеса проводов, натяжные гирлянды изоляторов, ветровые и гололедные нагрузки. Пригодны они в случаях применения внутрифазных и междуфазных распорок. Эти формулы, представленные в удобном для потребителей виде, могут быть использованы для компьютерной реализации механического расчета гибких проводов воздушных линий и распределительных устройств в различных климатических режимах как при наличии, так и при отсутствии расщепления.

2. Для определения стрел провеса расщепленных проводов воздушных линий можно пользоваться формулами (1) или (4), при наличии натяжных гирлянд изоляторов – формулой (6). Для определения стрел провеса расщепленных проводов распределительных устройств применяется (9).

3. Самые большие погрешности замены распорок распределенной нагрузкой будут при их небольшом числе. Уменьшить погрешность расчета от замены распорок распределенной нагрузкой можно распределением их веса не по длине пролета, а по длине провода, в этом случае расчет ведется по формуле (8).

4. Чем больше величина сосредоточенных сил от отпаек и шлейфов, тем больше погрешность расчета стрел провеса проводов распределительных устройств. Заменять их распределенной нагрузкой простым делением суммарных нагрузок на длину пролета при наличии отпаек и шлейфов нельзя, формула (10) дает большую погрешность. Наименьшую погрешность от замены сосредоточенных сил распорок распределенной нагрузкой можно получить по формуле (11).

ЛИТЕРАТУРА

1. Электроустановки на напряжение до 750 кВ. Линии электропередачи воздушные и токопроводы, устройства распределительные и трансформаторные подстанции, установки электросиловых и аккумуляторных, электроустановки жилых и общественных зданий. Правила устройства и защитные меры электробезопасности. Учет электроэнергии. Нормы приемосдаточных испытаний: ТКП 339–2011 (02230). Введ. 01.12.2011. Минск: Минэнерго, 2011. 593 с.
2. Правила устройства электроустановок. 7-е изд. М.: Энергосервис, 2009. 695 с.
3. Бладыко, Ю. В. Механический расчет гибких токопроводов при замене сосредоточенных сил распределенной нагрузкой / Ю. В. Бладыко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 2. С. 97–107. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-2-97-107>.
4. Бладыко, Ю. В. Механический расчет гибких токопроводов при замене сосредоточенной нагрузки распределенной нагрузкой с учетом конструктивных элементов / Ю. В. Бладыко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 3. С. 220–234. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-3-220-234>.
5. Сергей, И. И. Механический расчет гибких проводов воздушных линий с заградительными шарами / И. И. Сергей, Ю. В. Бладыко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 51, № 4. С. 299–309. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-299-309>.
6. Бладыко, Ю. В. Механический расчет гибких проводов воздушных линий с заградительными шарами в различных климатических режимах / Ю. В. Бладыко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 1. С. 24–36. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-1-24-36>.
7. Стрелюк, М. И. Численный метод расчета статики гибкой ошиновки ОРУ в различных режимах климатических воздействий / М. И. Стрелюк, И. И. Сергей, Ю. В. Бладыко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений. 1983. № 8. С. 8–14.
8. Стрелюк, М. И. Численный метод механического расчета гибких токопроводов электроустановок энергосистем / М. И. Стрелюк, И. И. Сергей, Ю. В. Бладыко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений. 1995. № 3–4. С. 21–29.

9. Анализ действия гололедно-ветровых и электродинамических нагрузок в пролетах с произвольным расположением проводов / И. И. Сергей [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2012. № 1. С. 38–44.
10. Пакет компьютерных программ для механического и электродинамического расчета гибких токоведущих конструкций / И. И. Сергей [и др.] // Методические вопросы исследования надежности больших систем энергетики: материалы Международ. семинара имени Ю. Н. Руденко. Минск: БНТУ, 2015. С. 308–310.

Поступила 21.02.2018 Подписана в печать 24.04.2018 Опубликовано онлайн 30.05.2019

REFERENCES

1. TCP 339–2011(02230) (2011). Introduced 01.12.2011. *Electrical Installations for Voltage up to 750 kV. Air Transmission Lines and Current Wires, Distribution and Transformer Substations, Electric and Battery Power Plants, Electrical Installations for Residential and Public Buildings. Rules of the Implementation and Protective Measures of Electrical Safety. Electricity Accounting. Norms of Acceptance Testing*. Minsk, Minenergo Publ. 593 (in Russian).
2. Ministry of Energy of Russian Federation (2009) *Electrical Installation Settling Rules* 7th ed. Moscow, Energoservis Publ. 695 (in Russian).
3. Bladyko Y. V. (2018) Mechanical Calculation of Flexible Wires when the Concentrated Forces are Replaced by a Distributed Load. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (2), 97–107 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-2-97-107>.
4. Bladyko Y. V. (2018) Mechanical Calculation of Flexible Wires when the Concentrated Loads are Replaced by Distributed Ones Taking into Account the Structural Elements. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (3), 220–234 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-3-220-234>.
5. Sergey I. I., Bladyko Y. V. (2018) Mechanical Calculation of Flexible Wires of Overhead Lines with Aerial Warning Spheres. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, 51 (4), 299–309 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-299-309>.
6. Bladyko Y. V. (2019) Mechanical Calculation of Flexible Wires of Overhead Lines with Aerial Warning Spheres in Different Climatic Regimes. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (1), 24–36 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-1-24-36>.
7. Strelyuk M. I., Sergey I. I., Bladyko Y. V. (1983) Numerical Method for Calculating the Statics of a Flexible Busbars in Various Modes of Climatic Influences. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii Ministerstva Vysshego i Srednego Spetsial'nogo Obrazovaniya SSSR. Energetika* [Journal of Higher Educational Institutions of the Ministry of Higher and Secondary Special Education of the USSR. Energetics], (8), 8–14 (in Russian).
8. Strelyuk M. I., Sergey I. I., Bladyko Y. V. (1995) Numerical Method of Mechanical Calculation of Flexible Current Conductors of Power Plants of Power Systems. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, (3–4), 21–29 (in Russian).
9. Sergey I. I., Bladyko Y. V., Panamarenka Y. G., Tsemekhman B. D., Tarasov V. E. (2012) Analysis of the Effect of Ice-Wind and Electrodynamical Loads in Spans with Arbitrary Arrangement of Wires. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, (1), 38–44 (in Russian).
10. Sergei I. I., Ponomarenko E. G., Bladyko Yu. V., Klimovich P. I. (2015) Software Package for Mechanical and Electrodynamical Calculation of Flexible Current-Carrying Structures. *Metodicheskie Voprosy Issledovaniya Nadezhnosti Bol'shikh Sistem Energetiki. Vyp. 66: Aktual'nye Problemy Nadezhnosti Sistem Energetiki: Materialy Mezhdunarodnogo Seminara im. Yu.N. Rudenko* [Methodical Problems of Research of Reliability of Big Systems of Power Engineering, Issue 66: Actual Problems of the Reliability of Energy Systems: Materials of the International Seminar. Yu. N. Rudenko]. Minsk, Belarusian National Technical University, 308–310 (in Russian).

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-232-246>

УДК 621.32

Несимметричные режимы работы линий наружного освещения

В. Б. Козловская¹⁾, В. Н. Калечиц¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Несимметричные режимы в сети наружного освещения могут быть вызваны отключением части светильников в целях экономии электроэнергии в ночное время суток, несимметрией напряжений в пунктах питания. Проанализированы возможные альтернативные симметричные режимы экономии электроэнергии для замены неполнофазной работы линии. Произведены расчеты симметричных и несимметричных режимов работы осветительной линии без и с учетом высших гармоник (до 39-й) с помощью программ, реализованных в MathCad. В качестве источников света в расчетах рассмотрены массово применяемые светильники с дуговыми натриевыми лампами высокого давления, подключенные через электромагнитную пускорегулирующую аппаратуру. Такие светильники являются источниками высших гармоник, искажают синусоидальность напряжения. Определены значения токов, мощностей, потерь мощностей, падения напряжения на всех участках рассматриваемой осветительной линии, напряжения на зажимах светильников для каждой фазы (режимные параметры). Представлены графики распределения напряжений в точках осветительной линии для рассматриваемых режимов работы. Рассчитан годовой расход электроэнергии осветительной линии при различных вариантах работы и произведено сравнение полученных результатов. При отказе от отключения части светильников в ночное время и использовании плавного перехода на пониженное напряжение (симметричное) в пункте питания или двухступенчатой пускорегулирующей аппаратуры неравномерность освещенности проявляется меньше при сопоставимом уровне электропотребления. Наличие несимметрии напряжений в пункте питания, как и отключение одной фазы, приводит к увеличению токов, потерь мощности и напряжения. Ток в нулевом рабочем проводнике может превышать токи в фазных проводниках (при расчете с учетом высших гармоник). Учет высших гармоник позволяет точнее определить режимные параметры, на основании которых можно найти расход электроэнергии.

Ключевые слова: наружное освещение, осветительная линия, светильник, несимметричные режимы, высшие гармоники, экономия электроэнергии

Для цитирования: Козловская, В. Б. Несимметричные режимы работы линий наружного освещения / В. Б. Козловская, В. Н. Калечиц // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 3. С. 232–246. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-232-246>

Адрес для переписки

Калечиц Вячеслав Николаевич
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-65-52
kalechyts@bntu.by

Address for correspondence

Kalechyts Vyacheslav N.
Belarusian National Technical University
65/2 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-65-52
kalechyts@bntu.by

Asymmetrical Modes of Outdoor Lighting Lines

V. B. Kozlovskaya¹⁾, V. N. Kalechyts¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

Abstract. Asymmetrical modes of the outdoor lighting network can be caused by disconnecting of a part of the luminaires in order to electrical energy savings at night; also – by asymmetry of voltage in power points. The possible alternative symmetric modes of energy saving to replace the incomplete-phase operation of the line have been analyzed. Calculations of various symmetric and asymmetric modes of the lighting line were carried out without taking into account and taking into account high harmonics up to the 39th one. Calculations have been performed with the programs of MathCad software. As light sources, in the calculations the widely used luminaires with high-pressure sodium arc lamps connected through electromagnetic start-up equipment were considered. Such luminaires are sources of high harmonics, and they distort the sinusoidal voltage. The values of currents, power, power loss, voltage drop in all areas of the lighting line, the voltage at the terminals of the lamps for each phase (operating parameters) are determined. The diagrams of the voltage distribution at the points of the lighting line are plotted for the considered modes of operation. The annual electric power consumption of the lighting line has been calculated for different variants of operation, and the obtained results have been compared. When refusing to disconnection of part of the luminaires at night and using a smooth transition to a lower voltage (symmetrical) at a power point or using two-stage ballast devices, uneven illumination appears less when the level of electricity consumption is comparable. The presence of voltage asymmetry at the power point, as well as the disconnection of one phase, leads to an increase in currents, power losses and voltage. The current in the zero working conductor can exceed the currents in the phase conductors (when calculated taking into account the higher harmonics). Accounting for higher harmonics allows one to determine the operating parameters more accurately, on the basis of which the electricity power consumption can be estimated.

Keywords: outdoor lightning, lighting line, luminaire, asymmetrical modes, high harmonics, electrical energy savings

For citation: Kozlovskaya V. B., Kalechyts V. N. (2019) Asymmetrical Modes of Outdoor Lighting Lines. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (3) 232–246. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-232-246> (in Russian)

Введение

В наружном уличном освещении нормируются средняя освещенность и средняя яркость [1], выбор которых определяется типом освещаемого пространства (дороги и улицы различных категорий, площади, пешеходные участки и т. д.). Для поддержания данных параметров во время работы осветительной сети в допустимых пределах необходимо обеспечивать соответствующие показатели качества электрической энергии.

В настоящее время в наружном освещении преимущественно используются газоразрядные натриевые лампы высокого давления типа ДНаТ. Широкое применение светодиодных светильников, несмотря на наличие ряда их преимуществ по сравнению с другими источниками света, затрудняется по причине их высокой стоимости. Газоразрядные лампы высокого давления являются источниками высших гармоник; особенности их учета в расчетах и влияние несинусоидальности на режим работы осветительной сети представлены в [2].

Рассмотрим причины возникновения устойчивых несимметричных режимов в сети наружного освещения, а также проанализируем изменение параметров линии в каждом случае на примере наиболее распространен-

ного варианта осветительной линии, представленной в [2]. Приведем описание данной линии уличного освещения: пункт питания, к которому подключена линия, расположен непосредственно в ТП 10/0,4 кВ. Для освещения используются светильники типа ЖКУ с лампой ДНаТ мощностью 150 Вт, подключенной через электромагнитный пускорегулирующий аппарат (ЭмПРА) (активная мощность, потребляемая светильником с учетом потерь в ЭмПРА, $P_{\text{ном}} = 170$ Вт) с импульсным зажигающим устройством и компенсирующим конденсатором ($\cos\varphi_n = 0,86$), номинальное напряжение $U_{\text{ном}} = 220$ В. Удаленность пункта питания до ближайшей опоры 80 м. Расстояние между опорами 25 м, число опор 30, на одной опоре один светильник. Для питания светильников применяется кабель с алюминиевыми жилами, проложенный в земле. Распределение светильников между фазами $A-B-C-A-B-C$, подключены симметрично. В осветительной сети используется глухозаземленная нейтраль в виде системы $TN-S$ (с разделением нулевого проводника на рабочий и защитный). В [2] показано, что с учетом индуктивного сопротивления проводника, высших гармоник и влияния напряжения на световой поток лампы, ток и активную мощность, потребляемую светильником, сечение питающего кабеля должно быть существенно увеличено. Для данной линии необходимая площадь сечения алюминиевой жилы кабеля составила 25 мм^2 [2].

В общем случае несимметричная работа осветительных линий может быть вызвана:

- 1) неполнофазным режимом работы, связанным с переходом от вечернего режима к ночному;
- 2) различным количеством и мощностью светильников, подключенных к каждой фазе;
- 3) несимметрией напряжений в пункте питания.

Работа линий наружного освещения может сопровождаться сочетанием нескольких из вышеперечисленных причин несимметрии. Кроме того, несимметричность может быть обусловлена повреждением линии (обрыв или короткое замыкание, приводящие к неполнофазной работе).

Расчет параметров режима заключается в определении значений токов, мощностей, падения напряжения на всех участках рассматриваемой осветительной линии, напряжений во всех точках линии для каждой фазы. В системе автоматизированного проектирования MathCad реализованы программы, позволяющие производить расчеты режимных параметров осветительной линии с и без учета высших гармоник. Расчет режима осветительной линии производился методом последовательных приближений [3], подробное описание методики расчета и схема приведены в [2, 4].

Переход к ночному режиму работы

В период снижения интенсивности движения транспорта и активности населения в ночное и утреннее темное время суток с целью экономии электроэнергии могут отключаться одна или две фазы сети, питающей светильники. Это вызывает ухудшение качества освещения, приводящее к появлению значительной неравномерности освещенности. Такой режим регламентируется согласно [1] и широко используется. Частичное отключение наружного освещения при нормируемой средней яркости

более $0,4 \text{ кд/м}^2$ или средней освещенности более 4 лк производится путем выключения не более половины светильников [1]. При этом не допускается отключение двух подряд светильников, а также светильников, которые расположены вблизи ответвления, примыкания, пешеходных переходов, остановок общественного транспорта, вершины кривой в продольном профиле радиусом менее 300 м, на кривой радиусом менее 100 м [5].

Допускается также снижать уровень освещенности (не ниже 50 % от нормируемого значения согласно [1]) с помощью регуляторов в зависимости от степени уменьшения интенсивности движения. Примером такого регулирования является плавное снижение напряжения до уровня, при котором не будет происходить погасание ламп. Такое понижение должно осуществляться при условии, что зажигание ламп (пусковой режим) производится при номинальном напряжении. Для ламп ДНаТ возможно снижение мощности до 50 % от номинальной [6], не оказывая влияния на цветовые характеристики и срок службы. Напряжение на зажимах светильника, при котором происходит погасание лампы ДНаТ, может составлять 110–190 В (в зависимости от мощности, исполнения лампы). Лампа не должна гаснуть при падении напряжения в течение 0,5 с от 100 до 90 % расчетного значения и его воздействию в течение не менее 0,5 с [7]. Предельное максимальное значение питающего напряжения для работы ламп мощностью 150 Вт и более с ЭмПРА должно быть равно расчетному напряжению ЭмПРА + 10 В [7]. Если расчетное напряжение ЭмПРА равно 220 В, то предельное соответственно 230 В. При этом допускается только кратковременная работа светильников выше данной предельной величины.

Для описанной осветительной линии рассмотрены симметричный режим без экономии электроэнергии, а также четыре режима с пониженным расходом электроэнергии:

- а) симметричный режим работы с напряжением 230 В в трех фазах пункта питания;
- б) несимметричный режим, вызванный отключением фазы *A*, напряжение в фазах *B*, *C* в пункте питания 230 В;
- с) режим работы без отключения светильников, реализуемый понижением фазных напряжений в пункте питания до 215 В;
- д) режим работы без отключения светильников, реализуемый понижением фазных напряжений в пункте питания до 205 В;
- е) режим работы светильников со снижением активной мощности на 40 % с помощью двухступенчатых ЭмПРА (напряжение в пункте питания – 230 В).

Симметричные режимы *c*, *d*, *e* приведены как альтернативные варианты несимметричному режиму *b*.

Переход на режим пониженной мощности путем плавного снижения напряжения в пункте питания (*c*, *d*) может производиться для уже существующих осветительных линий с газоразрядными лампами, так как не требует замены элементов светильников. Необходимо учитывать, что при резком снижении напряжения происходит погасание ламп. Кроме того, частые погасания и работа ламп на напряжениях, отличающихся от номинальных, приводят к сокращению срока службы газоразрядных ламп.

Оценка снижения срока службы ламп – многокритериальная задача, которая определяется конструктивными особенностями, типом и мощ-

ностью ламп, величиной снижения напряжения, длительностью и режимом работы.

Осуществлено сравнение данных режимов при рассмотрении распределения напряжений в точках осветительной линии, величины мощностей и токов в пункте питания, а также суммарных потерь мощности в линии. Расчеты режимов произведены двумя способами:

1) без учета высших гармоник;

2) с учетом высших гармоник до 39-й включительно. Подробное описание методики расчетов с учетом высших гармоник приведено в [2].

Если производить аналогичные расчеты для линии с площадью сечения алюминиевой жилы кабеля, равной 16 мм^2 (такое сечение получено расчетом линии без учета высших гармоник), то будет наблюдаться большая величина падения напряжения в точках рассматриваемой линии по сравнению с результатами, представленными в табл. 1 и на рис. 1, 2.

Графически распределение напряжения в точках рассматриваемой линии, содержащей 30 светильников, на примере фазы *C* для пяти режимов работы (*a, b, c, d, e*) представлено на рис. 1 и 2, где *A* – точка сети.

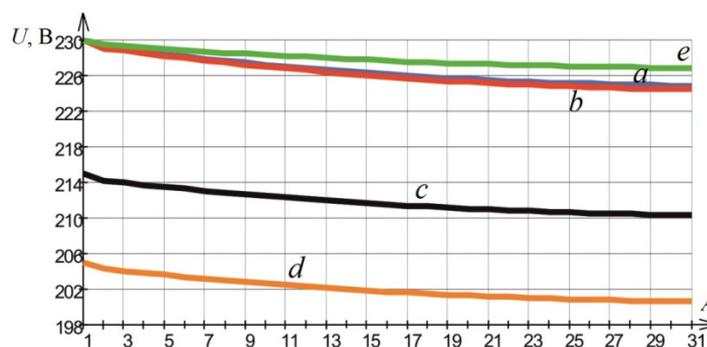


Рис. 1. Распределение напряжения в точках осветительной линии для фазы *C* при различных режимах работы без учета высших гармоник

Fig. 1. The graphs of the voltage levels distribution at the items of lighting line for phase *C* for different modes without considering the high harmonics

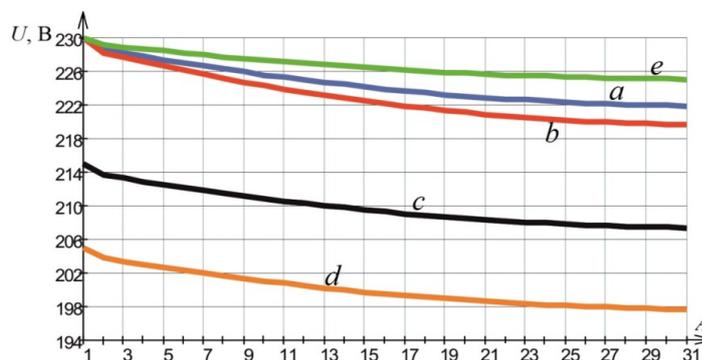


Рис. 2. Распределение напряжения в точках осветительной линии для фазы *C* при различных режимах работы с учетом высших гармоник

Fig. 2. The graphs of the voltage levels distribution at the items of lighting line for phase *C* for different modes with considering the high harmonics

Таблица 1

Результаты расчета параметров осветительной линии в режимах *a-e* без/с учетом высших гармоник до 39-й включительно
The calculation results of the parameters of the lighting line in modes of *a-e* without/with considering the high harmonics up to the 39th one inclusive

| Параметр режима | Режим работы | | | | |
|--|------------------------|--|---|---|--|
| | <i>a)</i> симметричный | <i>b)</i> несимметричный (фаза <i>A</i> отключена) | <i>c)</i> с пониженным напряжением до 215 В | <i>d)</i> с пониженным напряжением до 205 В | <i>e)</i> понижение мощности на 40 % с помощью ЭМПРА |
| Напряжение в фазах пункта питания, В: | | | | | |
| <i>A</i> | 230 | 0 | 215 | 205 | 230 |
| <i>B</i> | 230 | 230 | 215 | 205 | 230 |
| <i>C</i> | 230 | 230 | 215 | 205 | 230 |
| Напряжение на наиболее удаленном светильнике фазы <i>C</i> , В | 224,8/221,9 | 224,5/219,7 | 210,3/207,4 | 200,7/197,7 | 226,9/225,1 |
| Активная мощность на наиболее удаленном светильнике фазы <i>C</i> , Вт | 181,6/174,5 | 180,7/169,4 | 153,6/148,6 | 137,1/133,2 | 111,9/109,3 |
| Световой поток наиболее удаленного светильника фазы <i>C</i> , выраженный в процентах по отношению к номинальному, % | 105,0/102,0 | 104,5/99,9 | 88,5/85,0 | 78,0/75,0 | ≈50 |
| Активная мощность в фазах пункта питания, Вт: | | | | | |
| <i>A</i> | 1902,0/1851,5 | 0/0 | 1598,3/1562,8 | 1428,8/1396,0 | 1150,3/1132,0 |
| <i>B</i> | 1890,8/1842,0 | 1826,7/1802,0 | 1591,4/1557,1 | 1422,1/1391,8 | 1146,1/1128,6 |
| <i>C</i> | 1886,8/1883,3 | 1879,6/1792,4 | 1589,4/1551,7 | 1420,5/1387,7 | 1144,6/1125,3 |
| Суммарное значение Σ , Вт | 5679,6/5576,8 | 3706,3/3594,4 | 4779,1/4671,6 | 4271,4/4175,5 | 3441,0/3385,9 |
| Реактивная мощность в фазах пункта питания, вар: | | | | | |
| <i>A</i> | 974,7/987,3 | 0/0 | 973,1/964,0 | 941,4/933,6 | 582,2/587,1 |
| <i>B</i> | 978,4/990,5 | 994,2/1000,0 | 970,5/962,4 | 940,3/931,1 | 581,5/586,0 |
| <i>C</i> | 980,2/993,4 | 982,1/1002,5 | 969,3/960,9 | 940,0/928,3 | 580,1/584,8 |
| Суммарное значение Σ , вар | 2933,3/2971,2 | 1976,3/2002,5 | 2912,9/2887,3 | 2821,7/2793,0 | 1743,8/1757,9 |

Окончание табл. 1

| Параметр режима | Режим работы | | | | | |
|---|---|--|---|---|--|--|
| | а) симметричный | б) несимметричный (фаза А отключена) | с) с пониженным напряжением до 215 В | д) с пониженным напряжением до 205 В | е) понижение мощности на 40 % с помощью ЭМПРА | |
| Комплексное значение суммарных потерь полной мощности для каждой фазы и нулевого проводника, В·А: А В С N | (31,6 + j1,7)/ (30,6 + j1,6) (34,0 + j1,8)/ (33,0 + j1,7) (36,6 + j1,9)/ (35,5 + j1,9) (0,5 + j0)/ (14,2 + j0,7) | 0/0 (32,8 + j1,7)/ (32,3 + j1,7) (36,5 + j1,9)/ (34,6 + j1,8) (32,1 + j1,7)/ (39,0 + j2,1) | (27,7 + j1,5)/ (26,9 + j1,4) (29,8 + j1,6)/ (29,0 + j1,5) (32,1 + j1,7)/ (31,1 + j1,7) (0,5 + j0)/ (12,5 + j0,7) | (25,5 + j1,4)/ (24,7 + j1,3) (27,5 + j1,5)/ (26,7 + j1,4) (29,6 + j1,6)/ (28,7 + j1,5) (0,4 + j0)/ (11,5 + j0,6) | (11,5 + j0,6)/(11,3 + j0,6) (12,4 + j0,6)/(12,2 + j0,6) (13,4 + j0,7)/(13,1 + j0,7) (0,2 + j0)/ (5,2 + j0,3) | |
| | Суммарное значение Σ , В·А | (102,7 + j5,4)/ (113,3 + j5,9) | (101,4 + j5,3)/ (105,9 + j5,6) | (90,1 + j4,8)/ (99,5 + j5,3) | (83,0 + j4,5)/ (91,6 + j4,2) | (37,5 + j1,9)/ (41,8 + j2,2) |
| | Суммарные потери активной мощности относительно активной мощности пункта питания Σ , % | 1,8/2,0 | 2,7/2,9 | 1,9/2,1 | 1,9/2,2 | 1,1/1,2 |
| | Ток в пункте питания для каждой фазы и нулевого проводника, А: | 9,28/9,20 9,26/9,18 9,25/9,16 0,06/5,90 | 0/0 9,15/9,11 9,24/9,09 8,85/9,74 | 8,69/8,62 8,67/8,60 8,66/8,58 0,04/5,53 | 8,34/8,27 8,32/8,25 8,31/8,24 0,04/5,30 | 5,60/5,57 5,59/5,56 5,58/5,55 0,02/3,57 |
| | Примечание. Номинальное напряжение светильников 220 В. В режиме понижения мощности с помощью двухступенчатых ЭМПРА зависимости тока и активной мощности от напряжения принимались со снижением значений на 40 %. | | | | | |

На основании представленных результатов расчетов имеются следующие выводы:

1) большее падение напряжения при неполнофазном режиме работы (*b*) по сравнению с симметричным режимом (*a*) объясняется увеличением величины тока в нулевом проводнике, причем при расчете с учетом высших гармоник ток в нулевом проводнике N превышает значение тока в фазах. В симметричных режимах (*a*, *c*, *d*, *e*) при расчете без учета высших гармоник ток в нулевом проводнике N близок к нулю, при расчете с учетом высших гармоник ток в нулевом проводнике N несколько меньше значения фазного тока. В связи с этим сечение нулевого проводника необходимо выбирать исходя из того, что ток в нулевом проводнике сопоставим с фазными токами, и с учетом возможных несимметричных режимов;

2) учет высших гармоник позволяет более точно оценить реальное напряжение в точках линии (рис. 1, 2);

3) в табл. 1 приведены суммарные потери активной мощности в линии относительно активной мощности пункта питания, при этом наибольшие потери (2,7 / 2,9 %) соответствуют несимметричному режиму *b*.

Используя полученные результаты, оценена эффективность различных способов экономии электроэнергии на примере данной линии.

Для г. Минска годовое время работы освещения приблизительно равно 3800 ч, из которых 2000 ч относится к вечернему режиму работы, а 1800 ч – к ночному (принимаемое в расчетах время подробно указано ниже при перечислении вариантов работы рассматриваемой осветительной линии).

Зная величину потребляемой мощности в пункте питания (табл. 1) и время работы в соответствующем режиме, рассчитан годовой расход электроэнергии осветительной линии при различных вариантах работы:

I) без перехода на экономию электроэнергии ($T = 3800$ ч);

II) с отключением светильников одной фазы в ночном режиме ($T_{\text{вечерний}} = 2000$ ч; $T_{\text{ночной}} = 1800$ ч);

III) с понижением напряжения до 215 В в пункте питания в ночном режиме ($T_{\text{вечерний}} = 2000$ ч; $T_{\text{ночной}} = 1800$ ч);

IV) с понижением напряжения до 205 В в пункте питания в ночном режиме ($T_{\text{вечерний}} = 2000$ ч; $T_{\text{ночной}} = 1800$ ч);

V) с двухступенчатым понижением напряжения в пункте питания в ночное время ($T_{\text{вечерний}} = 1600$ ч; $T_{\text{ночной1}} = 1200$ ч; $T_{\text{ночной2}} = 1000$ ч);

VI) с понижением активной мощности на 40 % в ночном режиме, применяя двухступенчатые ЭМПРА ($T_{\text{вечерний}} = 2200$ ч; $T_{\text{ночной}} = 1600$ ч).

Сочетание режимов работы (из табл. 1) и время работы для каждого варианта представлены в табл. 2. Вместо отключения части светильников (II) рассмотрены варианты работы осветительной линии III, IV, V, VI. Результаты определения годового расхода электроэнергии осветительной линии сведены в табл. 2 для двух способов расчета (без/с учетом высших гармоник).

Проведем анализ результатов, представленных в табл. 1, 2 и на рис. 1, 2.

Таблица 2

**Годовой расход электроэнергии осветительной линии
при различных вариантах работы (без/с учетом высших гармоник)
Annual electric power consumption of the lighting line
with different variants of operation (without/with considering high harmonics)**

| Вариант работы (режим и время включения) | Годовой расход электроэнергии W , кВт·ч | Экономия электроэнергии относительно I варианта работы, % |
|---|--|---|
| I) $a - 3800$ ч | 21582,5/21191,8 | |
| II) $a - 2000$ ч; $b - 1800$ ч | 18030,5/17623,5 | 16,4/16,8 |
| III) $a - 2000$ ч; $c - 1800$ ч | 19961,6/19562,5 | 7,5/7,7 |
| IV) $a - 2000$ ч; $d - 1800$ ч | 19047,7/18669,5 | 11,7/11,9 |
| V) $a - 1600$ ч; $c - 1200$ ч; $d - 1000$ ч | 19093,7/18704,3 | 11,5/11,7 |
| VI) $a - 2200$ ч; $e - 1600$ ч | 18000,7/17686,4 | 16,6/16,5 |

По результатам табл. 2 видно, что имеет место снижение расхода электроэнергии линии при расчете с учетом высших гармоник по сравнению с расчетом без их учета. Это связано с большим падением напряжения в точках осветительной линии, обусловленным токами высших гармоник. От величины напряжения на зажимах светильника зависит потребляемая мощность (расход электроэнергии).

Наибольшая экономия электроэнергии наблюдается при отключении одной фазы (II, табл. 2) и при режиме работы линии на пониженной мощности светильников с двухступенчатыми ЭМПРА (VI, табл. 2). В первом случае проявляется значительная неравномерность освещенности, а во втором наблюдается снижение освещенности примерно в два раза. Также вариант работы VI при одинаковом расходе электроэнергии (по сравнению с II) позволяет увеличить время работы в вечернем режиме.

Светильники линии, которая эксплуатируется с переходом на ночной режим путем отключения фазы, будут неравномерно выходить из строя, что имеет значение, в том числе, при обслуживании линии. Зачастую такое регулирование не может быть целесообразным из-за снижения безопасности дорожного движения, что несопоставимо со снижением расхода электроэнергии. Однако в отдельных случаях можно рассматривать вариант работы с отключением каждого второго светильника. Главными достоинствами экономии электроэнергии путем отключения одной из фаз (режим II) являются простота реализации и отсутствие необходимости установки дополнительного оборудования.

Применение двухступенчатых ЭМПРА с возможностью понижения мощности (отличаются от обычных ЭМПРА тем, что имеют две обмотки электромагнитного дросселя, переключатель мощности с настраиваемым таймером) позволяет автоматически снижать мощность в заданные промежутки времени до 50 %. Однако следует учитывать, что на показатели освещенности и яркости влияет величина светового потока применяемых источников света. Снижение уровня напряжения на зажимах светильника

приводит к уменьшению светового потока и ухудшению качества освещения.

При использовании регулирования напряжения в пункте питания (III, IV, V, табл. 2) и переходе на работу светильников на пониженной мощности с помощью двухступенчатого ЭМПРА (VI, табл. 2) не происходит отключение светильников и соответственно неравномерность освещенности проявляется в меньшей мере. Но при этом требуется установка дополнительного оборудования для регулирования светового потока источников света (в отличие от экономии электроэнергии путем отключения фаз).

Двухступенчатое регулирование напряжения в пункте питания (V) позволяет плавно уменьшить мощность и световой поток светильников в отличие от варианта работы IV. Количество ступеней может быть и большим, например, ступени через 10 В со снижением напряжения до 165–175 В. Переход на соответствующую ступень напряжения в пункте питания должен происходить плавно, иначе может случиться погасание ламп линии.

При варианте работы III электропотребление осветительной линии больше, чем в других рассматриваемых режимах с экономией электроэнергии. Но световой поток наиболее удаленного светильника составляет примерно 85 % от номинального (при расчете с учетом высших гармоник), поэтому нет значительного ухудшения уровня освещенности.

Рассмотренные варианты работы сети наружного освещения позволяют организовать ее работу в зависимости от активности населения города (загруженности дорог) с разной степенью ухудшения качества освещения, обеспечивая возможность экономии электроэнергии.

Работа линии с различным количеством и мощностью светильников, подключенных к каждой фазе

Такая ситуация может быть обусловлена решениями, заложенными на стадии проектирования, а также выходом из строя части светильников.

Одной из особенностей линий наружного освещения является выполнение их по всей длине кабелем одинакового сечения. В зависимости от конфигурации освещаемого пространства (например, улицы) возможно исполнение осветительной линии, при котором расстояния между точками присоединения светильников отличаются (шаг между светильниками различный), т. е. сопротивления участков линии неодинаковые. Падения напряжения на отдельных участках линии для каждой из фаз будут отличаться пропорционально длине этих участков. Но в общем случае такая несимметричность в малой мере скажется на параметрах осветительной линии, поскольку длина осветительных линий обычно не превышает нескольких сотен метров (до одного километра).

На практике могут присутствовать разветвленные линии, а также возможно использование в одной осветительной линии различных источников света (как по мощности, так и по типу).

Еще одной причиной неравномерной нагрузки по фазам является наличие неполнофазных участков (двух- и однофазных), создающих неравномерность загрузки в пунктах питания.

Оперативное выявление вышедших из строя светильников (перегоревших ламп, ПРА и т. д.) на практике производится объездом территории и осмотром осветительных установок. Также применение современных автоматизированных систем управления наружным освещением позволяет контролировать состояние светильников, находить повреждения в осветительных сетях.

При спроектированном равномерном распределении светильников между фазами возможная несимметрия от перегорания ламп нескольких светильников будет незначительно сказываться на режиме работы осветительной линии.

Осветительные сети постоянно развиваются за счет введения новых линий, а также модернизации уже существующих. Поэтому более важен вопрос равномерного распределения нагрузки в пунктах питания и их питающих трансформаторных подстанциях.

Несимметрия напряжений в пункте питания

Питание сетей наружного освещения осуществляется от трансформаторных подстанций, основную долю нагрузки которых составляют силовые электроприемники. Напряжение в пункте питания (начале осветительных линий) зависит от напряжения в фазах трансформатора. При этом силовая нагрузка может оказывать негативное влияние на параметры качества электроэнергии: увеличение отклонений напряжения, искажение синусоидальности напряжения, появление несимметрии напряжений, перенапряжений и провалов напряжения и др.

Возникающие в сети провалы напряжения являются причиной погасания газоразрядных высокого давления ламп. Время повторного зажигания лампы типа ДНаТ составляет до 3 мин (в общем случае – около 1 мин). Это время определяется временем остывания разрядной трубки до температуры, при которой подаваемые импульсы напряжения достаточны для повторного зажигания разряда [8]. Частота возникновения провалов напряжения зависит от электроприемников (особенно мощных), подключенных к той же трансформаторной подстанции 10/0,4 кВ, что и рассматриваемая осветительная линия, и от коротких замыканий, возникающих в электрических сетях и установках, подключенных к данной трансформаторной подстанции. Частые погасания и зажигания газоразрядных ламп, как и появление перенапряжений в осветительной линии, сказываются на их сроке службы.

Работа наружного освещения определяется графиком включений и отключений в зависимости от дня, месяца. Включение газоразрядных ламп сопровождается пусковым режимом, который характеризуется увеличением тока и большим уменьшением напряжения. Длительность такого режима – до 5–7 мин (в зависимости от исполнения и мощности лампы, конструкции ПРА и уровня напряжения на зажимах). Напряжение на зажимах светильника определяет возможность зажигания (в том числе повторного). Если реальное напряжение не менее 90 % от номинального ПРА, то зажигание лампы гарантированно будет происходить. Если на момент включения осветительной линии напряжение в пункте питания значительно

меньше номинального, то в зависимости от параметров линии не будет зажигания некоторых газоразрядных ламп.

Величина отклонения напряжения от номинального значения в точках осветительной линии зависит от графика электрических нагрузок, схемы сети. Для обеспечения заявленного срока службы лампы, указанного заводом-изготовителем, необходимо, чтобы отклонение напряжения $U_{\text{ном}}$ находилось в пределах $\pm 3\%$. Из анализа конкретных режимов работы осветительной линии (рис. 1, 2) видно, что на зажимах части светильников не обеспечивается выполнение данного условия. В этом случае можно подобрать ЭМПРА в соответствии с уровнем напряжения в конкретной точке осветительной линии, т. е. использовать ЭМПРА с номинальными напряжениями 220 или 230 В.

Также при значительном отклонении напряжения необходимо предусматривать средства регулирования и стабилизации напряжения для обеспечения нормальной работы освещения [9].

В целом наличие информации о величинах напряжения в течение года в пункте питания позволяет оперативно корректировать режим работы осветительной линии и оценивать эффективность каждого решения.

Совпадение графиков нагрузок отдельных мощных силовых электроприемников и осветительной нагрузки является причиной увеличения отрицательного отклонения напряжения, а в случае неравномерного распределения силовой нагрузки по фазам работа осветительной линии будет сопровождаться несимметрией напряжений.

На примере рассмотренной выше осветительной линии рассчитаны режимные параметры (табл. 3) некоторых несимметричных режимов работы:

1) в фазе B напряжение номинальное, в фазе A отклонение от номинального напряжения составляет $+10\%$; в фазе C – $(-10)\%$;

2) в фазе B напряжение номинальное, в фазе A отклонение от номинального напряжения составляет $+5\%$; в фазе C – $(-5)\%$;

3) фаза A отключена, в фазе B отклонение от номинального напряжения составляет $+10\%$; в фазе C напряжение номинальное.

Показателями качества электроэнергии, относящимися к несимметрии напряжений в трехфазных системах, являются коэффициент несимметрии напряжений по обратной последовательности K_{2U} и коэффициент несимметрии напряжений по нулевой последовательности K_{0U} . Указанные в табл. 3 коэффициенты несимметрии найдены методом симметричных составляющих по формулам:

$$K_{2U} = U_2 / U_1; \quad (1)$$

$$K_{0U} = U_0 / U_1. \quad (2)$$

Комплексные значения напряжений прямой, обратной и нулевой последовательности:

$$U_1 = (U_A + aU_B + a^2U_C) / 3; \quad (3)$$

$$U_2 = (U_A + a^2U_B + aU_C) / 3; \quad (4)$$

$$U_0 = (U_A + U_B + U_C)/3, \quad (5)$$

где $a = e^{j2\pi/3}$.

Приведенные коэффициенты нормируются [10]: осредненные значения коэффициентов K_{2U} , K_{0U} в интервале времени 10 мин не должны превышать 2 % в течение 95 % времени за одну неделю; не должны превышать 4 % в течение 100 % времени за одну неделю. Несимметрия напряжений нормируется для трехфазных сетей. Из табл. 3 видно, что режим 1 не соответствует нормам по несимметрии. Если рассматривать режим 2 с $K_{2U} = K_{0U} = 2,9$ % в течение 100 % времени работы линии, то и в этом случае нет соответствия указанным нормам по несимметрии. Для режима 3 коэффициенты рассчитаны как для трехфазной сети.

При сравнении режимов с отключением одной фазы при одинаковом (b , табл. 1) и с разным напряжением в других фазах (табл. 3) видно, что во втором случае имеют место большие значения потребляемой мощности, потерь мощности, причем в нулевом проводнике даже выше, чем в фазном.

Таблица 3

Результаты расчета режимных параметров осветительной линии при несимметрии напряжений в пункте питания без/с учетом высших гармоник до 39-й включительно
The calculation results of the mode parameters of the lighting line with asymmetry of voltage at the power point without/with considering the high harmonics up to the 39th one inclusive

| Параметр режима | Режим работы | | |
|--|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 |
| Напряжение в фазах пункта питания, В: | | | |
| <i>A</i> | 253 | 241,5 | 0 |
| <i>B</i> | 230 | 230 | 253 |
| <i>C</i> | 207 | 218,5 | 230 |
| Напряжение на наиболее удаленном светильнике фазы <i>C</i> , В | 204,0/200,2 | 214,5/211,1 | 224,3/218,9 |
| Напряжения прямой, обратной и нулевой последовательности для фазы <i>A</i> , В | $U_{A1} = 230e^{j0}$ $U_{A2} = 13,3e^{j30}$ $U_{A0} = 13,3e^{-j30}$ | $U_{A1} = 230e^{j0}$ $U_{A2} = 6,6e^{-j150}$ $U_{A0} = 6,6e^{j150}$ | $U_{A1} = 161e^{j0}$ $U_{A2} = 80,8e^{j175,3}$ $U_{A0} = 80,8e^{-j175,3}$ |
| Коэффициент несимметрии по обратной последовательности K_{2U} | 5,8 | 2,9 | 50,2 |
| Коэффициент несимметрии по нулевой последовательности K_{0U} | 5,8 | 2,9 | 50,2 |
| Активная мощность в фазах пункта питания, Вт: | | | |
| <i>A</i> | 2425,7/2387,2 | 2168,2/2124,0 | – |
| <i>B</i> | 1879,2/1828,1 | 1884,6/1835,6 | 2353,9/2328,0 |
| <i>C</i> | 1472,9/1423,7 | 1658,4/1614,9 | 1876,8/1779,4 |
| Суммарное значение Σ , Вт | 5777,8/5639,0 | 5711,2/5574,5 | 4230,7/4107,4 |
| Реактивная мощность в фазах пункта питания, вар: | | | |
| <i>A</i> | 768,4/790,9 | 990,7/977,2 | – |
| <i>B</i> | 981,3/993,8 | 979,9/992,0 | 811,7/825,7 |
| <i>C</i> | 947,3/940,5 | 898,9/912,2 | 982,8/1003,2 |
| Суммарное значение Σ , вар | 2697,0/2725,2 | 2869,5/2881,4 | 1794,5/1828,9 |

Окончание табл. 3

| Параметр режима | Режим работы | | |
|---|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| | 1 | 2 | 3 |
| Потери активной и реактивной мощности для каждой фазы и нулевого проводника, В·А: | | | |
| <i>A</i> | (37,1 + j1,9)/ (36,4 + j1,9) | (34,6 + j1,8)/ (33,7 + j1,8) | – |
| <i>B</i> | (33,8 + j1,8)/ (32,8 + j1,7) | (33,9 + j1,8)/ (32,9 + j1,7) | (38,9 + j2,1)/ (38,4 + j2,0) |
| <i>C</i> | (30,5 + j1,6)/ (29,3 + j1,5) | (33,4 + j1,8)/ (32,2 + j1,7) | (36,4 + j1,9)/ (34,3 + j1,8) |
| <i>N</i> | (2,8 + j0,1)/ (16,3 + j0,9) | (0,9 + j0,1)/ (14,5 + j0,8) | (45,7 + j2,4)/ (52,6 + j2,8) |
| Суммарное значение Σ , В·А | (104,2 + j5,4)/ (114,8 + j6,0) | (102,8 + j5,5)/ (113,3 + j6,0) | (121,0 + j6,4)/ (125,3 + j6,6) |
| Суммарные потери активной мощности относительно активной мощности пункта питания Σ , % | 1,8/2,0 | 1,8/2,0 | 2,9/3,0 |
| Ток в пункте питания для каждой фазы и нулевого проводника, А: | | | |
| <i>A</i> | 10,07/10,02 | 9,72/9,65 | – |
| <i>B</i> | 9,24/9,16 | 9,25/9,17 | 9,97/9,94 |
| <i>C</i> | 8,42/8,32 | 8,82/8,72 | 9,23/9,07 |
| <i>N</i> | 2,85/6,52 | 1,47/6,07 | 10,60/11,34 |

Из сопоставления режимов 1 и 2 можно сделать вывод, что чем больше коэффициенты несимметрии, тем выше токи в проводниках, потери напряжения и мощности. Кроме того, при эксплуатации осветительной линии в несимметричном режиме имеет место неравномерность выхода из строя светильников. Это объясняется различным количеством часов работы в течение суток, а также разными напряжениями на самих светильниках.

ВЫВОДЫ

1. Расчет режимов сети наружного освещения с учетом высших гармоник позволяет более точно определить напряжения на зажимах светильников, а также расход электроэнергии.

2. Неполнофазный режим работы осветительной линии, вызванный отключением части светильников для экономии электроэнергии, сопровождается значительной неравномерностью освещенности. Ток в нулевом проводнике сопоставим с фазными токами (при расчете с учетом высших гармоник превышает фазный). Кроме этого, наблюдается увеличение потерь мощности и напряжения по сравнению с симметричными режимами.

3. Варианты экономии электроэнергии без отключения светильников позволяют избежать значительной неравномерности освещенности и минимизировать потери электроэнергии в линии, но требуют установки дополнительного оборудования (регулирование напряжения в пункте питания, использование двухступенчатых электромагнитных пускорегулирующих аппаратов).

4. Работа линии при обеспечении симметрии напряжению минимизирует падение напряжения, потери мощности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Естественное и искусственное освещение. Строительные нормы проектирования: ТКП 45-2.04-153–2009 (02250). Введ. 01.01.2010. Минск: Минстройархитектуры, 2010. 100 с.
2. Козловская, В. Б. Учет влияния высших гармоник при выборе сечений проводников линий наружного освещения / В. Б. Козловская, В. Н. Калечиц // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2017. Т. 60, № 6. С. 544–557. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2017-60-6-544-557>.
3. Герасименко, А. А. Передача и распределение электрической энергии / А. А. Герасименко, В. Т. Федин. 2-е изд. Ростов н/Д: Феникс, 2008. 715 с.
4. Козловская, В. Б. Влияние величины напряжения на режим работы сети наружного освещения / В. Б. Козловская, В. Н. Калечиц // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2013. № 3. С. 18–25.
5. Наружное освещение городов, поселков и сельских населенных пунктов. Правила проектирования: ТКП 45-4.04-287–2013 (02250). Введ. 01.01.2014. Минск: Минстройархитектуры, 2013. 19 с.
6. Wout van Bommel. Road Lighting. Fundamentals, Technology and Application / Springer International Publishing AG, 2015. 334.
7. Лампы натриевые высокого давления. Эксплуатационные требования: ГОСТ Р 53073–2008. Введ. 01.07.2009. М.: Стандартинформ, 2009. 35 с.
8. Справочная книга по светотехнике / под ред. Ю. Б. Айзенберга. 3-е изд. перераб. и доп. М.: Знак, 2006. 972 с.
9. Кунгс, Я. А. Автоматизация управления электрическим освещением / Я. А. Кунгс. М.: Энергоатомиздат, 1989. 112 с.
10. Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения: ГОСТ 32144–2013. Введ. 01.07.2014. Минск: Госстандарт, 2015. 16 с.

Поступила 05.12.2018 Подписана в печать 26.02.2019 Опубликована онлайн 30.05.2019

REFERENCES

1. TCP 45-2.04-153–2009 (02250). *Natural and Artificial Lighting. Construction Design Codes*. Minsk, Ministry of Construction and Architecture of the Republic of Belarus, 2010. 100 (in Russian).
2. Kozlovskaya V. B., Kalechyts V. N. (2017) Consideration of the Impact of High Harmonics when Selecting the Conductor Cross-Sections of Lines of Outdoor Lighting. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, 60 (6), 544–557 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2017-60-6-544-557>.
3. Gerasimenko A. A., Fedin V. T. (2008) *Transmission and Distribution of Electrical Energy*. 2nd ed. Rostov-on-the-Don, Fenix Publ. 715 (in Russian).
4. Kozlovskaya V. B., Kalechits V. N. (2013) Influence of Voltage Value on Operational Mode of Outdoor Lighting Grid Network. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, (3), 18–25 (in Russian).
5. TCP 45-4.04-287–2013 (02250). *Outdoor Lighting of Cities, Towns and Rural Settlements. Design Codes*. Minsk, Ministry of Architecture and Construction of the Republic of Belarus, 2013. 19 (in Russian).
6. Wout van Bommel (2015) Road Lighting. *Fundamentals, Technology and Application*. Springer International Publishing AG. 334. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-11466-8>.
7. State Standard R 53073–2008. *High Pressure Sodium Lamps. Operational Requirements*. Moscow, Standartinform, 2009. 35 (in Russian).
8. Aizenberg Yu. B., Klyuev S. A., Gutorov M. M., Krol' ts. I., Rokhlin G. N., Sarychev G. S., Sofroyaov N. N., Tsiperman L. A. (2006) *The Reference Book on Light Engineering*. 3rd ed. Moscow, Znak Publ. 972 (in Russian).
9. Kungs Ya. A (1989) *Automation of Electric Lighting Control*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 112 (in Russian).
10. State Standard 32144–2013. *Electric Energy. Electromagnetic Compatibility of Technical Means. Regulations of Quality of Electric Energy in Power Supply Systems of General Purpose*. Minsk, Gosstandart Publ. 16 (in Russian).

Received: 5 December 2018

Accepted: 26 February 2019

Published online: 30 May 2019

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-247-263>

УДК 536.46; 662.758

Численное моделирование слоевого горения двухфазной системы «горючая жидкость – твердое топливо»*

К. В. Доброго¹⁾, И. А. Козначеев²⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь),

²⁾Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. В связи с актуальностью вопросов совершенствования сжигания многокомпонентного и нестандартного топлива, а также для решения ряда экологических задач требуются исследования горения сложных гетерогенных, в частности двухфазных, систем типа «горючая жидкость – твердое топливо». Численно исследуются количественные и качественные особенности горения двух модельных топливных систем, условно соответствующих смесям «опилки – нефть» и «щепа – нефть». Особенностью данных систем является подвижность жидкой фазы, увлекаемой газовым потоком в пористой среде. Рассматривается одномерная плоская задача слоевого горения с поджигом с нижней и верхней сторон слоя. Показано, что для системы с мелкодисперсной твердой фазой (опилки), в силу низкой проницаемости для газов, скорость воздушного дутья относительно невысока, что обуславливает медленное формирование температурного фронта (характерное время – несколько десятков минут). В случае крупнодисперсной твердой фазы (щепа) расход воздуха больше и соответствующее время формирования температурных фронтов меньше (несколько минут). Как для случая мелко-, так и крупнодисперсной твердой фазы при поджиге снизу жидкофазный горючий компонент эвакуируется газовым потоком из горячей зоны раньше, чем формируется фронт горения. Поэтому основные закономерности динамики температурного фронта соответствуют «сухой» горючей системе. При поджиге сверху за время порядка 100 с (при использованных значениях параметров) формируется волна прогрева, распространяющаяся сверху вниз по слою и сопровождающаяся частичным окислением твердого горючего компонента при полном расходовании окислителя. Скорость распространения фронта горения в моделируемых условиях мало отличается при поджиге снизу и сверху. Однако время установления квазистационарной скорости фронта на начальном этапе значительно меньше при поджиге снизу. Результаты, полученные авторами, могут быть использованы для оптимизации слоевого сжигания многофазных топлив, режимных параметров метода внутрислоевого горения при нефтедобыче, а также при исследовании ряда химических технологий.

Ключевые слова: горение, топливо, гетерогенное топливо, фильтрационное горение, неподвижный слой, численное моделирование

Для цитирования: Доброго, К. В. Численное моделирование слоевого горения двухфазной системы «горючая жидкость – твердое топливо» / К. В. Доброго, И. А. Козначеев // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 3. С. 247–263. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-247-263>

Адрес для переписки

Доброго Кирилл Викторович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-42-32
ef@bntu.by

Address for correspondence

Dobrego Kirill V.
Belarusian National Technical University
65/2 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-42-32
ef@bntu.by

* Работа выполнена в рамках проекта Государственной программы научных исследований «Энергетические системы, процессы и технологии», подпрограммы «1.2. Эффективные теплофизические процессы и технологии» (задание 2.32).

Numerical Simulation of Two-Phase System of “Combustible Liquid – Solid Fuel” Combustion in a Fixed Bed

K. V. Dobrego¹⁾, I. A. Koznacheev²⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus),

²⁾A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of NAS of Belarus (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. Investigation of combustion of complex heterogeneous systems and particularly of two-phase “combustible liquid – solid fuel” systems is topical because of the need to improve combustion of multicomponent and non-standard fuels as well as for resolution of specific ecological problems. The qualitative and quantitative peculiarities of combustion of two model combustible systems, notionally corresponding to the “sawdust – oil” and “wood chips – oil” mixtures are investigated numerically. The main peculiarity of the systems is volatility of the fluid component, being gaseous-flow driven inside porous media. A one-dimensional plain problem of combustion of compact layer with the ignition from the bottom and from the upper side is considered. It is demonstrated that due to low gas permeability of the fine-dispersed solid matrix (sawdust), air flow velocity is relatively low which results in slow formation of the combustion front (the characteristic time is tens of minutes). In case of coarse solid phase (wood chips), airflow rate is higher and corresponding time of temperature fronts formation is smaller (a few minutes). Both for the cases of fine-dispersed and coarse particles solid matrix phase, when set on fire from below, the fluid component is evacuated from the hot zone before the combustion front is formed. Since that, the main characteristics of the temperature front dynamics correspond to “dry” fuel system. In case of upper side ignition the combustion wave is formed at the time of the order of 100 s (when the used magnitudes of parameters are being used again), then it spreads downstream of the layer, accompanied by incomplete oxidation of solid fuel and complete combustion of oxygen. The effect of incomplete solid fuel combustion was noted earlier in the investigations of combustion of lean coal layer and some other systems. The velocity of the combustion wave propagation does not differ much for the cases of upper side and bottom side ignition. But the time of establishing the quasi-stationary velocity of the front to the steady-state value at the initial stage is much less in case of bottom side ignition. The results obtained by the authors can be utilized for optimization of multi-phase fuels combustion in compact layer, the regime parameters of in-situ combustion method of oil recovery increase as well as for improvement of some specific chemical processes.

Keywords: combustion, fuel, heterogeneous fuel, filtration combustion, a fixed bed, numerical simulation

For citation: Dobrego K. V., Koznacheev I. A. (2019) Numerical Simulation of Two-Phase System of “Combustible Liquid – Solid Fuel” Combustion in a Fixed Bed. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (3) 247–263. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-247-263> (in Russian)

Введение

Слоевое сжигание твердого топлива – распространенный способ сжигания в энергетических установках [1, 2]. Его отличают простота организации, небольшие объемы топки, надежность. По сравнению с котлами кипящего слоя – меньший износ и унос золы и материала самой топки.

Классическое слоевое сжигание хорошо исследовано, по крайней мере в технических аспектах [3]. Различают спутную (параллельную), встречную и поперечную схемы подачи топлива и окислителя. При сжигании в слое формируется квазистационарная (при непрерывной подаче топлива) структура тепловых и концентрационных полей, включающая окислительную и восстановительную зоны. Наиболее важными целевыми параметра-

ми процесса являются полнота и экологическая чистота сгорания, высокий термический КПД теплоэнергетической установки в целом.

Классическое топливо для слоевого сжигания – кусковой уголь, щепа, торфобрикеты, древесные топливные гранулы (пеллеты), кусковая древесина. Соответствующие котлы малой и средней мощности широко известны и давно выпускаются в странах СНГ и за рубежом.

Следует отметить, что вопросы слоевого горения твердых топлив достаточно подробно изучены теоретически [4] и экспериментально [5].

В [6] предложена методика расчета прогрева плотного слоя топлива, основанная на аналитических решениях Шумана и Анцелиуса и на экспериментальных исследованиях аэродинамики плотного слоя. Методика позволяет проводить оптимизацию системы подачи твердого топлива в слоевую топку.

Результаты экспериментальных исследований сгорания твердого топлива (каменные и бурые угли, антрациты) в неподвижном слое на колосниковых решетках различной формы представлены в [7]. Измерялись локальный химический состав газообразных продуктов сгорания, расход воздуха, аэродинамическое сопротивление слоя топлива и шлака, температура в слое и температура газов в надслоевом пространстве. Установлено, что для процесса сгорания твердого топлива в неподвижном слое характерна неоднородность, более выраженная для топлив с высокой долей летучих.

В [8] приведены результаты экспериментальных исследований воспламенения и горения твердых биотоплив растительного происхождения (древесные частицы, финиковые косточки), а также продуктов их механической и тепловой обработки (пеллеты, древесный уголь) в температурных условиях, близких к реализуемым в нефорсированных топках и газогенераторах плотного и кипящего слоев. Установлено, что древесный уголь, частицы которого имеют развитую структуру пор, воспламеняется при более низкой температуре, чем необработанная древесина. Это связано с тем, что частица необработанного биотоплива начинает гореть только после выхода летучих, который препятствует подводу кислорода к поверхности частицы.

В последние десятилетия в связи с возросшим вниманием к проблемам экологии возникает необходимость рассматривать новые многофазные горючие системы в качестве потенциального топлива энергетических установок. Таким топливом могут быть древесные опилки и щепа, использованные в качестве органических сорбентов для ликвидации разливов нефти и нефтепродуктов. Существует также проблема утилизации отходов нефте- и мазутохранилищ [9], смывок цистерн [10] и т. п. Один из способов утилизации – их сжигание в смеси с твердым органическим топливом в топках с неподвижным слоем.

В настоящее время в литературе, посвященной слоевому горению, вопросы горения двухфазных топливных систем практически не освещены.

В [11] изучена возможность совместного сжигания древесной стружки и осадка сточных вод. Для этого проведены исследования сжигания смесей

различного состава в слоевой топке когенерационной установки. Показано, что сжигание можно осуществлять без предварительного высушивания топливной смеси или ее компонентов. Однако в связи с повышенным содержанием минеральных веществ и сложных химических соединений для сжигания такого смесового топлива могут потребоваться специальные системы золоудаления и очистки дымовых газов.

В [12] предложены два подхода, позволяющие адаптировать существующие расчетные модели тепло- и массопереноса в псевдооживленном слое к задаче расчета сжигания жидкого топлива в псевдооживленном слое инертного твердого материала. В первом подходе считается, что жидкость, поступающая в псевдооживленный слой, обволакивает твердые частицы. Затем в результате пиролиза и выхода летучих на поверхности частицы формируется углеродистый слой, который сгорает от внешней границы к поверхности частицы. Во втором подходе принимается, что жидкость претерпевает пиролиз до того, как встречает твердую частицу. В этом случае из каждой капли топлива образуется полая углеродистая частица, которая также сгорает от внешней границы.

Близкие по физико-математической постановке задачи возникают при рассмотрении проблемы внутрипластового горения нефти или термогазового метода интенсификации теплоотдачи. В [13] численно решена одномерная осесимметричная задача об иницировании волны горения в нефтенасыщенном пласте. Рассматривались два горючих компонента – подвижный (нефть) и неподвижный (кероген, нефтяной абсорбат). Проанализировано влияние наличия двух горючих компонентов на время иницирования горения и динамику фронта. Показано, что при сохранении полного теплосодержания системы увеличение доли подвижного компонента приводит к замедлению образования очага и снижению максимальной температуры в пласте, несмотря на более высокую реакционную способность жидкого компонента. Продемонстрировано, что скорости распространения фронта, по крайней мере после выхода на квазистационарный режим, близки для случаев с различной массовой долей жидкого компонента.

В статье рассматривается реактор с плотным пористым слоем, состоящим из твердофазного горючего компонента, пропитанного подвижным горючим компонентом. Исследуются два вида твердой фазы, отличающиеся характерным размером и соответствующими условиями гидродинамического взаимодействия с жидким компонентом, – древесные опилки и древесная щепа. Рассмотрены вопросы динамики воспламенения и динамики фронта горения, а также особенности, связанные с наличием подвижного (жидкого) топливного компонента. Решается задача о полноте выгорания топлива при поджигании слоя снизу и сверху.

Расчеты проведены с использованием стандартных процедур и кодов, ранее апробированных при решении комплекса задач внутрипластового горения [13]. Результаты проверены на адекватность теоретическим представлениям и имеющимся экспериментальным данным в предельном случае отсутствия жидкого компонента в системе. На основе расчетов даны рекомендации по сжиганию таких систем.

Постановка задачи и расчетная модель

Рассматривается горение плотного пористого слоя, состоящего из твердофазного горючего компонента (опилки, стружка, щепа), пропитанного подвижным горючим компонентом (нефть, мазут) (рис. 1). В нижнюю часть слоя подается воздушное дутье, осуществляется поджиг. По слою проходит волна фильтрационного горения, при этом часть подвижного компонента уносится с подаваемым дутьем и продуктами сгорания.



Рис. 1. Схема задачи о горении системы «горючая жидкость – твердое топливо»:

T – температура; ζ – доля жидкой фракции

Fig. 1. The diagram of the combustion problem of the system “combustible liquid – solid fuel”:

T – temperature; ζ – portion of liquid fraction

Основные уравнения, описывающие систему, приведены ниже.

Уравнения:

– неразрывности для газовой фазы

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho_g)}{\partial t} + \nabla(\varepsilon\rho_g\vec{u}_g) = R_1 + R_2; \quad (1)$$

– движения газовой фазы (Дарси)

$$\vec{u}_g = -\frac{\kappa}{\varepsilon\mu_g} \nabla p. \quad (2)$$

Скорость движения жидкой фазы описывается аналогично

$$\vec{u}_l = -\frac{\kappa}{\varepsilon\mu_l} \nabla p. \quad (3)$$

Уравнения:

– баланса массы окислителя

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho_g a)}{\partial t} + \nabla(\varepsilon\rho_g a\vec{u}_g) = \nabla(\rho_g D\nabla a) - s_{a,1}R_1 - s_{a,2}R_2; \quad (4)$$

– баланса массы твердофазного горючего компонента

$$\frac{\partial b}{\partial t} = -R_1; \quad (5)$$

– баланса массы жидкого горючего компонента

$$\frac{\partial l}{\partial t} + \bar{u}_l \nabla l = \nabla (D_{dis} \nabla l) - R_2; \quad (6)$$

– теплового баланса

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + (\varepsilon \rho_g c_g \bar{u}_g + l c_l \bar{u}_l) \nabla T = \nabla (\lambda_{eff} \nabla T) + Q_1 R_1 + Q_2 R_2 - \beta (T - T_0), \quad (7)$$

где $\rho c = b c_b + l c_l + \varepsilon \rho_g c_g$; $\lambda_{eff} = (1 - \varepsilon) \lambda_b + \varepsilon \lambda_g$.

Кинетика горения твердого и жидкого компонентов задается аррениусовскими формулами:

$$R_1 = W_1 a b \exp\left(-\frac{E_1}{RT}\right); \quad R_2 = W_2 a l \exp\left(-\frac{E_2}{RT}\right). \quad (8)$$

Моделирование горения системы «опилки – нефть»

Стандартные значения параметров, определяющих задачу, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Стандартные значения параметров задачи
The standard values of the parameters of the problem

| Параметр | Значение | Параметр | Значение |
|---|---|--|----------|
| Высота реактора L , м | 1 | Температура окружающей среды T_0 , К | 293 |
| Пористость слоя ε | 0,4 | Коэффициент теплопотерь β , Вт/(м ³ ·К) | 0,1 |
| Диаметр частиц d_0 , м | 0,0032 | Расход воздушного дутья G , м ³ /(м ² ·с) | 0,005 |
| Проницаемость слоя κ | $\frac{\varepsilon^3 d_0^2}{180 \cdot (1 - \varepsilon)^2}$ | | |
| Параметры твердой фазы | | | |
| Начальное содержание b_0 , кг/м ³ | 450 | Расход окислителя на единицу массы горючего при полном окислении $s_{a,1}$, кг/кг | 3,3 |
| Удельная теплоемкость c_b , Дж/(кг·К) | 1700 | Энергия активации реакции окисления E_1 , кДж/моль | 73,5 |
| Коэффициент теплопроводности λ_b , Вт/(м·К) | 0,15 | Предэкспонента скорости реакции окисления W_1 , с ⁻¹ | 80 |
| Удельная теплота сгорания Q_1 , МДж/кг | 13,8 | | |

Окончание табл. 1

| Параметр | Значение | Параметр | Значение |
|--|-------------------|--|-------------------|
| Параметры жидкой фазы | | | |
| Начальное содержание l_0 , кг/м ³ | 50 | Дисперсионный коэффициент диффузии D_{dis} | $0,1d_0\mu_l$ |
| Вязкость μ_l , Па·с | $2 \cdot 10^{-3}$ | Расход окислителя на единицу массы горючего при полном окислении $s_{a,2}$, кг/кг | 3,3 |
| Удельная теплоемкость c_l , Дж/(кг·К) | 1900 | Энергия активации реакции окисления E_2 , кДж/моль | 50,4 |
| Теплота сгорания Q_2 , МДж/кг | 20 | Предэкспонента скорости реакции окисления W_2 , с ⁻¹ | 15 |
| Параметры газовой фазы | | | |
| Плотность ρ_g , для воздуха | $\rho_g(p, T)$ | Коэффициент диффузии окислителя D , м ² /с | $9 \cdot 10^{-4}$ |
| Удельная теплоемкость c_g , для воздуха | $c_g(T)$ | Начальное содержание окислителя | 0 |
| Коэффициент теплопроводности λ_g , для воздуха | $\lambda_g(T)$ | Массовая доля окислителя в дутье a_0 | 0,21 |
| Вязкость μ_g , Па·с | $2 \cdot 10^{-5}$ | | |

Представленная уравнениями (1)–(8) задача в нестационарной постановке моделировалась средствами пакета MathCad. Поджигание слоя осуществлялось за счет создания прогретой до температуры $T_{ини} = 600$ К зоны толщиной 2 см. Соответствующие температурные и концентрационные поля в динамике приведены на рис. 2–4.

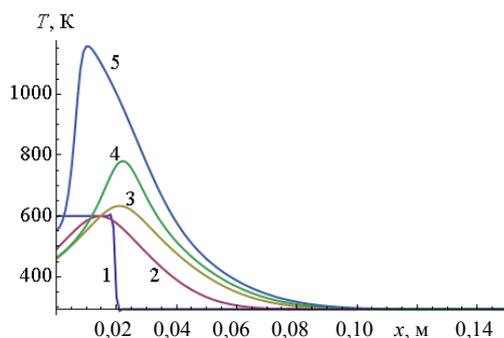


Рис. 2. Профиль температуры в нижней части реактора в динамике для времени, мин: 1 – 0; 2 – 20; 3 – 35; 4 – 40; 5 – 45 после поджига

Fig. 2. Temperature profile at the bottom of the reactor in dynamics for time, min: 1 – 0; 2 – 20; 3 – 35; 4 – 40; 5 – 45 after the ignition

Как видно из рис. 2, 3, высокотемпературный фронт окисления формируется за время порядка нескольких десятков минут, что обусловлено низкой начальной температурой поджига. При этом жидкофазный горючий компонент в силу своей подвижности эвакуируется из реактора до того, как фронт успевает сформироваться. Избежать такой ситуации можно, осуществляя поджиг в верхней части предварительно заполненного воздухом реактора и реализуя таким образом встречный режим распространения фронта горения.

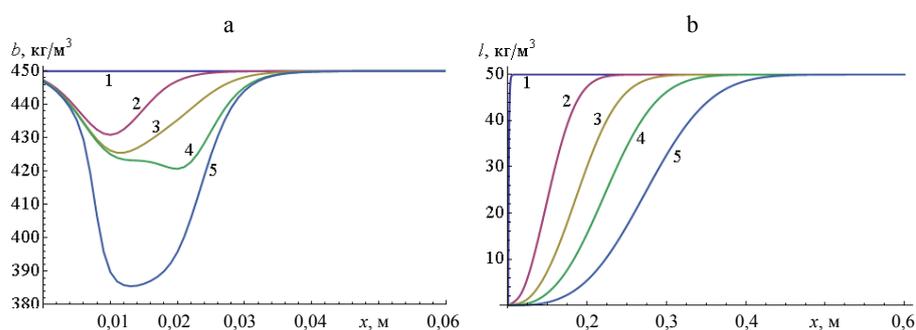


Рис. 3. Профиль содержания в нижней части реактора твердофазного (а) и жидкофазного (б) компонентов для времени, мин:

а: 1 – 0; 2 – 20; 3 – 35; 4 – 40; 5 – 45; б: 1 – 0; 2 – 10; 3 – 20; 4 – 30; 5 – 45

Fig. 3. Profile of solid-phase content in the lower part of the reactor (а) and liquid-phase (б) components for time, min:

а: 1 – 0; 2 – 20; 3 – 35; 4 – 40; 5 – 45; б: 1 – 0; 2 – 10; 3 – 20; 4 – 30; 5 – 45

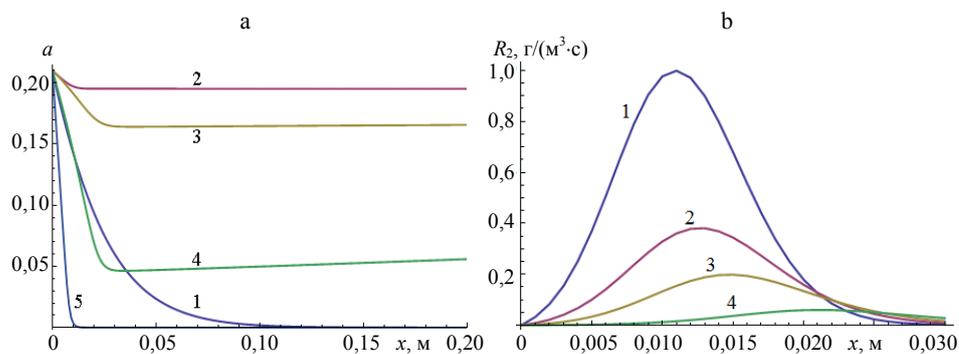


Рис. 4. Профиль массовой доли окислителя (а) и скорость окисления жидкофазного горючего компонента (б) в нижней части реактора для времени, мин:

а: 1 – 0; 2 – 5; 3 – 35; 4 – 40; 5 – 45; б: 1 – 5; 2 – 10; 3 – 15; 4 – 30

Fig. 4. Profile of the mass fraction of the oxidizer (а) and the oxidation rate of the liquid-phase fuel component (б) at the bottom of the reactor for time, min:

а: 1 – 0; 2 – 5; 3 – 35; 4 – 40; 5 – 45; б: 1 – 5; 2 – 10; 3 – 15; 4 – 30

Поджиг в верхней части слоя

Проведен расчет горения системы при поджиге в верхней части предварительно заполненного воздухом реактора. Результаты представлены на рис. 5–7.

Расчеты показывают, что при поджиге сверху подвижный горючий компонент движется через горячую зону и окисляется. При этом скорости реакции достигают намного более высоких значений, чем в случае поджига у нижнего края реактора (рис. 4), и реакция заканчивается только с истощением подвижного горючего компонента. Следует отметить, что, с технической точки зрения, осуществить поджиг сверху сложнее, чем снизу, ввиду того что теплота продуктов сгорания на начальной стадии не остается в системе в отличие от случая поджига снизу.

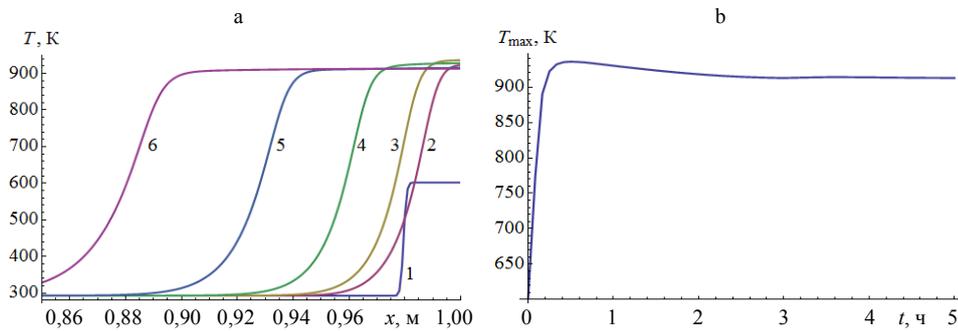


Рис. 5. Профиль температуры в верхней части реактора (а) и максимальной температуры в слое (б) для времени, мин: 1 – 0; 2 – 15; 3 – 30; 4 – 70; 5 – 145; 6 – 300 после поджига

Fig. 5. Temperature profile at the top of the reactor (a) and maximum temperature in layer (b) for time, min: 1 – 0; 2 – 15; 3 – 30; 4 – 70; 5 – 145; 6 – 300 after the ignition

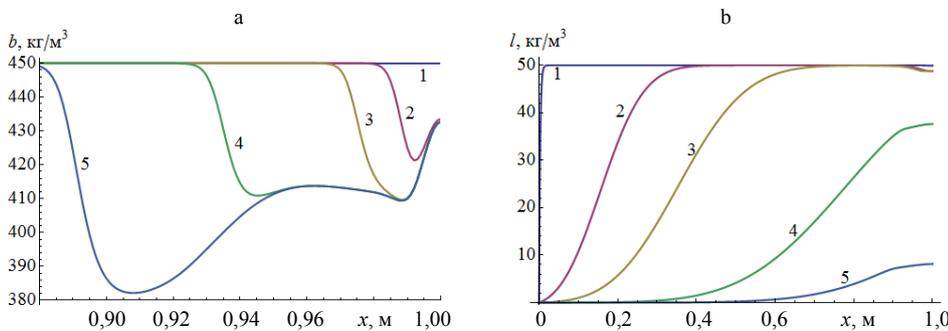


Рис. 6. Профиль содержания в верхней части реактора твердофазного горючего (а) и жидкофазного компонентов (б) для времени, мин:

a: 1 – 0; 2 – 20; 3 – 50; 4 – 150; 5 – 300; b: 1 – 0; 2 – 20; 3 – 50; 4 – 125; 5 – 200

Fig. 6. Solid-phase fuel component content profile at the top of the reactor (a) and liquid-phase component (b) for time, min:

a: 1 – 0; 2 – 20; 3 – 50; 4 – 150; 5 – 300; b: 1 – 0; 2 – 20; 3 – 50; 4 – 125; 5 – 200

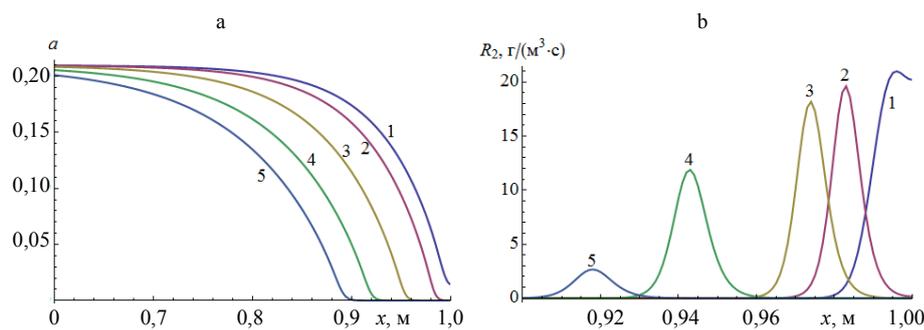


Рис. 7. Профиль массовой доли окислителя (а) и скорости окисления жидкофазного компонента (б) в верхней части реактора для времени, мин:

a: 1 – 5; 2 – 30; 3 – 100; 4 – 200; 5 – 300; b: 1 – 5; 2 – 30; 3 – 50; 4 – 125; 5 – 200

Fig. 7. Profile of the mass fraction of the oxidizer (a) and the oxidation rate of the liquid-phase component (b) at the top of the reactor for time, min:

a: 1 – 5; 2 – 30; 3 – 100; 4 – 200; 5 – 300; b: 1 – 5; 2 – 30; 3 – 50; 4 – 125; 5 – 200

Заметим, что ввиду невысокой температуры инициирования горения процесс формирования высокотемпературного фронта в рассматриваемом случае затянута, как и при нижнем поджиге, а жидкая фаза в значительной доле эвакуируется из системы.

Моделирование горения системы «щепа – жидкое топливо»

Рассмотрим задачу слоевого сжигания системы «щепа – жидкое топливо». Предполагаем, что при выгорании материала системы, его испарении или отгонке жидкого компонента воздухом геометрия и пористая структура сохраняются (условие жесткости каркаса).

В рамках принятых предположений математическая модель тепло- и массообмена при горении аналогична модели (1)–(8). Отличие заключается в том, что при расчете системы «щепа – жидкое топливо» в модель в явном виде включен объем жидкой фазы, что позволяет учесть влияние насыщенности пористого материала горючей жидкостью и газовой фазой окислителем на относительную проницаемость каждой из фаз.

Доля объема пор, занятая газом, рассчитывается через объем жидкой фазы

$$s = 1 - \frac{l}{\varepsilon \rho_l}. \quad (9)$$

С учетом этого уравнения неразрывности для газовой фазы и уравнение баланса массы окислителя примут следующий вид:

$$\frac{\partial(\varepsilon \rho_g)}{\partial t} + \nabla(\varepsilon \rho_g s \bar{u}_g) = R_1 + R_2; \quad (10)$$

$$\frac{\partial(\varepsilon \rho_g s a)}{\partial t} + \nabla(\varepsilon \rho_g s a \bar{u}_g) = \nabla(\rho_g D \nabla a) - s_{a,1} R_1 - s_{a,2} R_2. \quad (11)$$

Скорости движения газовой и жидкой фаз определяются законом Дарси с различной проницаемостью для разных фаз:

$$\bar{u}_g = -\frac{\kappa_g}{\varepsilon \mu_g} \nabla p; \quad \bar{u}_l = -\frac{\kappa_l}{\varepsilon \mu_l} \nabla p. \quad (12)$$

Проницаемости каждой из фаз выражались через проницаемость слоя с использованием относительных проницаемостей

$$\kappa_i = \kappa K_i.$$

Выражения для относительных проницаемостей фаз взяты согласно [14]:

$$K_g = \begin{cases} 0, & 0 \leq s \leq 0,1; \\ \left(\frac{s-0,1}{0,9}\right)^{3,5} (4-3s), & 0,1 \leq s \leq 1,0; \end{cases}$$

$$K_l = \begin{cases} \left(\frac{0,8-s}{0,8}\right)^{3,5}, & 0 \leq s \leq 0,8; \\ 0 & s \geq 0,8. \end{cases}$$

Уравнения баланса массы твердофазного (5) и жидкого (6) горючих компонентов, а также уравнение теплового баланса (7) сохраняют свой вид, однако с учетом объема, занятого жидкой фазой, эффективная теплопроводность рассчитывается по формуле

$$\lambda_{eff} = (1 - \varepsilon)\lambda_b + \varepsilon(1 - s)\lambda_l + \varepsilon s\lambda_g.$$

Скорости реакции определяются по (8).

При моделировании системы «щепа – жидкое топливо» значения параметров соответствовали данным табл. 1 за исключением параметров, представленных в табл. 2

Таблица 2

Расчетные параметры специфические для системы «щепа – жидкое топливо»

Design parameters specific to the “chip – liquid fuel” system

| Параметр | Значение |
|---|----------|
| Эффективный диаметр частиц d_0 , м | 0,02 |
| Перепад давления на слое Δp , Па | 10 |
| Параметр твердой фазы | |
| Удельная теплота сгорания Q_1 , МДж/кг | 15 |
| Параметры жидкой фазы | |
| Плотность ρ_l , кг/м ³ | 800 |
| Коэффициент теплопроводности λ_l , Вт/(м·К) | 0,15 |
| Параметр газовой фазы | |
| Начальное содержание окислителя | 0,21 |

Результаты соответствующих расчетов динамики профилей содержаний горючих компонентов, концентрации окислителя и температуры при стандартных значениях параметров при поджиге в нижней части реактора показаны на рис. 8, 9.

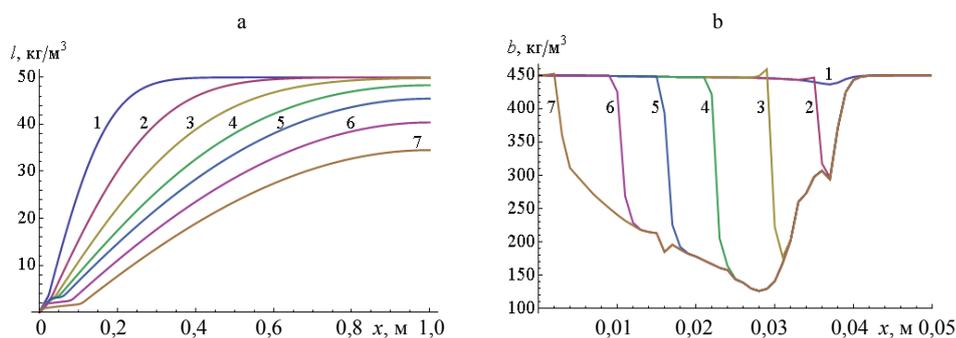


Рис. 8. Профиль содержания жидкого (а) и твердого (б) горючих компонентов в динамике для времени t , с: а: 1 – 10; 2 – 30; 3 – 60; 4 – 100; 5 – 150; 6 – 250; 7 – 400; б: 1 – 100; 2 – 110; 3 – 150; 4 – 250; 5 – 350; 6 – 450; 7 – 550

Fig. 8. Profile of the content of liquid (a) and solid (b) combustible components in dynamics for time t , s: a: 1 – 10; 2 – 30; 3 – 60; 4 – 100; 5 – 150; 6 – 250; 7 – 400; б: 1 – 100; 2 – 110; 3 – 150; 4 – 250; 5 – 350; 6 – 450; 7 – 550

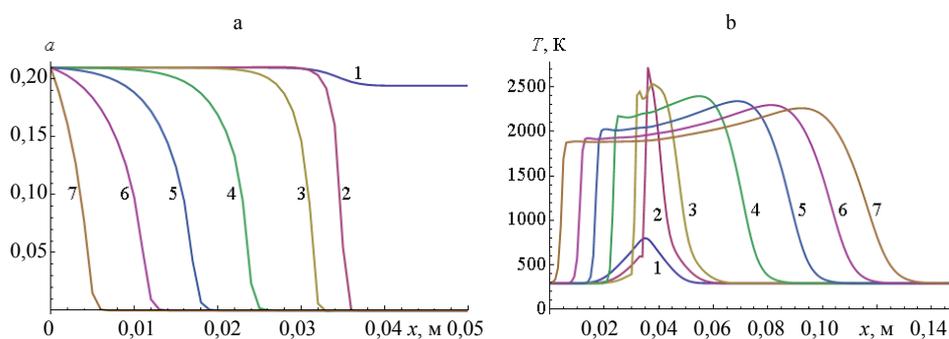


Рис. 9. Профиль концентрации газофазного окислителя (а) и температуры (б) в динамике для времени t , с: 1 – 90; 2 – 110; 3 – 130; 4 – 230; 5 – 330; 6 – 430; 7 – 530

Fig. 9. Concentration profile of gas-phase oxidizer (a) and temperature (b) in dynamics for time t , s: 1 – 90; 2 – 110; 3 – 130; 4 – 230; 5 – 330; 6 – 430; 7 – 530

При стандартных значениях параметров расчета жидкий горючий компонент быстро вытесняется из реактора (рис. 8), фронт вытеснения существенно опережает фронт прогрева (рис. 10). Поскольку точка первичного разогрева находилась на удалении 3,5 см от места подачи дутья в реактор, волна горения распространяется к входу в реактор, дожигая неокисленный твердый горючий компонент (рис. 8). При этом максимум тепловыделения смещается в направлении входа в реактор (рис. 10). Впоследствии волна горения переходит к спутному режиму распространения.

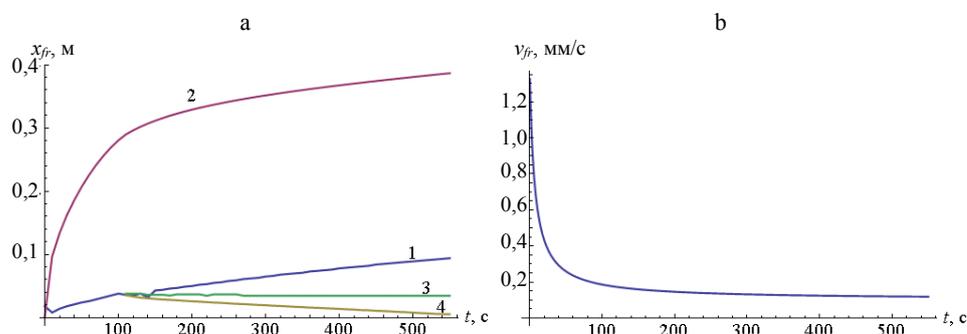


Рис. 10. Зависимость положения температурных и концентрационных фронтов (а) и скорости температурного фронта (б) от времени для координаты фронта по: 1 – максимуму температуры; 2 – среднему значению содержания жидкого горючего компонента; 3, 4 – то же твердого горючего компонента

Fig. 10. The dependence of the position of the temperature and concentration fronts (a) and the velocity of the temperature front (b) from time to time for the: 1 – maximum temperature; 2 – average content of the liquid fuel component; 3, 4 – same for the solid fuel component

Зависимости максимальной температуры в слое от времени, а также времени воспламенения (достижения пика температуры) от коэффициента объемных теплопотерь приведены на рис. 11. Как видно из рисунка, соот-

ветствующие графики имеют вид, характерный для теплового взрыва, что подтверждает адекватность расчета химической кинетики горения.

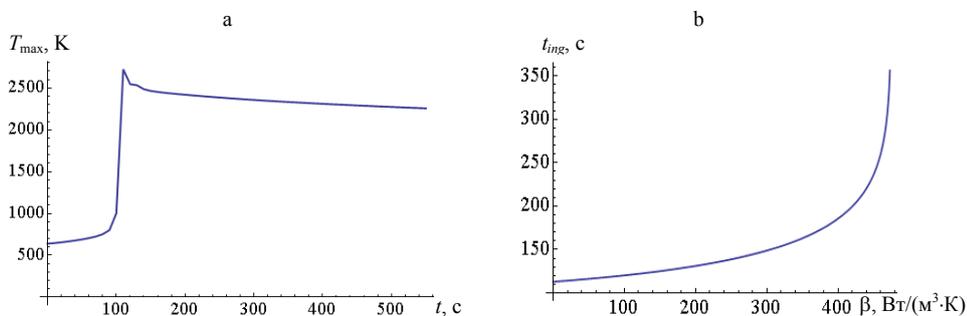


Рис. 11. Зависимость максимальной температуры в реакторе от времени (а) и времени воспламенения от коэффициента теплопотерь (б)

Fig. 11. Dependence of the maximum temperature in the reactor on the time (a) and dependence of the ignition time on the heat loss coefficient (b)

Поджиг в верхней части слоя

Динамика профиля содержаний горючих компонентов, концентрации окислителя и температуры при стандартных значениях параметров при поджиге в верхней части реактора показана на рис. 12–14.

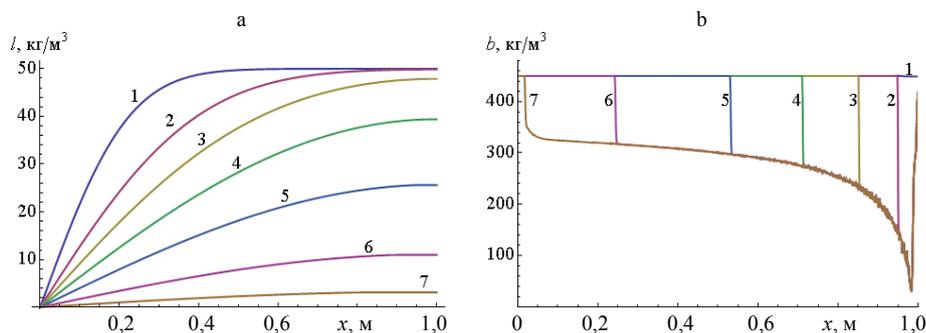


Рис. 12. Профиль содержания жидкого (а) и твердого (б) горючих компонентов по высоте реактора для времени t , с: а: 1 – 20; 2 – 60; 3 – 120; 4 – 300; 5 – 700; 6 – 1700; 7 – 3700; б: 1 – 20; 2 – 620; 3 – 2420; 4 – 6020; 5 – 12000; 6 – 24000; 7 – 34800

Fig. 12. Profile of the content of liquid (a) and solid (b) combustible components by reactor height for time t , s: а: 1 – 20; 2 – 60; 3 – 120; 4 – 300; 5 – 700; 6 – 1700; 7 – 3700; б: 1 – 20; 2 – 620; 3 – 2420; 4 – 6020; 5 – 12000; 6 – 24000; 7 – 34800

Динамика профиля содержания жидкого горючего компонента фактически не зависит от места поджига и определяется тем фактором, что при относительно большом размере частиц щепы за счет повышения проницаемости слоя увеличивается скорость фильтрации жидкого горючего компонента. В этих условиях вне зависимости от места поджига доля выгорающего жидкого горючего компонента незначительная (рис. 12).

Динамика профилей содержания твердого горючего компонента, концентрации окислителя и температуры (рис. 12, 13) показывает, что за время

порядка 100 с при стандартных значениях параметров формируется волна прогрева, распространяющаяся сверху вниз по реактору и сопровождающаяся частичным окислением твердого горючего компонента при полном расходе окислителя. По мере распространения этой волны температура на ее фронте падает (рис. 14), как и максимальная температура в реакторе, а также уменьшается степень выгорания твердого горючего.

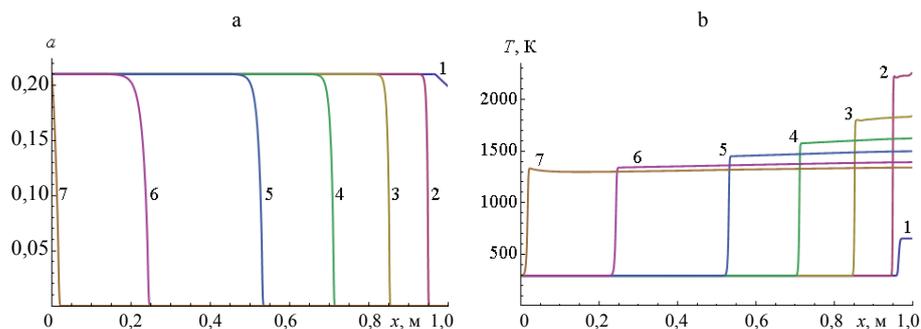


Рис. 13. Профиль концентрации газофазного окислителя (а) и температуры (б) по высоте реактора в динамике для времени t , с: 1 – 20; 2 – 620; 3 – 2420; 4 – 6020; 5 – 12000; 6 – 24000; 7 – 34800

Fig. 13. Concentration profile of gas-phase oxidizer (a) and temperature (b) reactor height in dynamics for time t , s: 1 – 20; 2 – 620; 3 – 2420; 4 – 6020; 5 – 12000; 6 – 24000; 7 – 34800

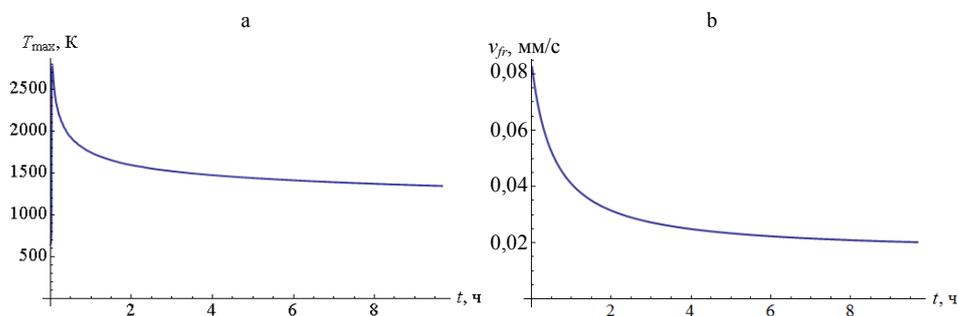


Рис. 14. Максимальная температура (а) и скорость (б) фронта в слое при поджиге сверху как функция времени

Fig. 14. Maximum temperature (a) and velocity (b) of the front in the layer when ignited from above as a function of time

Для определения положения фронта использовалось среднее между максимальным и минимальным значениями температуры в реакторе. Из рис. 14 видно, что зависимость скорости фронта прогрева от времени подобна таковой в случае поджига снизу на начальном этапе формирования фронта горения (рис. 10), однако характерная скорость фронта прогрева соответственно на порядок ниже. При этом время спада скорости фронта после первичного инициирования горения на один-два порядка больше. Быстрый спад скорости при поджиге снизу связан с тем, что жидкий горючий компонент эвакуируется из зоны горения за несколько секунд, а выгорание после первичного инициирования идет в обе стороны от

центра первичного очага (рис. 9). В случае поджига сверху жидкий компонент из нижних слоев доставляется во фронт горения в течение относительно длительного времени. Следует иметь в виду, что значение скорости как спутного, так и встречного распространения фронта непосредственно связано с выгоранием топлива и расходом воздушного дутья. При встречном распространении горения зависимость от расхода дутья может быть более сложной из-за неполного выгорания твердого компонента и вклада жидкого компонента топлива, транспортируемого вместе с дутьем. Однако после окончательного формирования фронтов горения их скорости близки как при спутном, так и при встречном распространении и определяются скоростью подачи окислителя.

ВЫВОДЫ

1. При горении системы с мелкодисперсной фазой (опилки), в силу низкой проницаемости для газов, расход воздушного дутья относительно невысок, что обуславливает медленное (порядка десятков минут) формирование температурного фронта. В случае крупнодисперсной твердой фазы (щепа) расходы воздуха существенно больше и соответствующее время формирования температурных фронтов составляет минуты.

2. Как для мелкодисперсной, так и крупнодисперсной твердых фаз при поджиге снизу жидкофазный горючий компонент в силу своей подвижности эвакуируется газовым потоком из горячей зоны раньше, чем формируется фронт горения. Поэтому основные закономерности динамики температурного фронта соответствуют «сухой» системе. При этом неизбежны выбросы из системы жидкого топливного компонента и продуктов его пиролиза, что обуславливает энергетические потери и негативные экологические последствия.

3. Избежать выбросов жидкого компонента можно, осуществляя поджиг в верхней части предварительно заполненного воздухом реактора и реализуя таким образом встречный режим распространения горения. Из теории фильтрационного горения известно [15], что встречный режим горения характеризуется более высокой устойчивостью и способностью компенсировать естественные неоднородности и возмущения фронта. Это свойство важно при практической реализации процесса.

4. При поджиге сверху за время порядка нескольких минут (при использованных значениях параметров) формируется волна прогрева, которая начинает распространяться сверху вниз по слою и сопровождается частичным окислением твердого горючего компонента при полном расходе окислителя. По мере распространения этой волны температура на ее фронте падает, как и максимальная температура в реакторе, а также уменьшается степень выгорания твердого горючего (рис. 12). В некоторых режимах степень выгорания твердого компонента со временем может носить немонотонный характер (рис. 6). Заметим, что эффект неполного выгорания известен, обсуждался в работах, посвященных фильтрационному горению [16] и горению угольных слоев [17], и завершается фазой окончательного выгорания топлива в спутной волне.

5. Скорость распространения фронта горения при поджиге сверху меньше таковой при поджиге снизу на время порядка десяти минут, что обусловлено характером формирования фронта после первичного инициирования (рис. 8, 9). На этапе квазистационарного распространения скорости спутной и встречной волн горения близки и определяются расходом окислителя. Различия связаны с эффектом неполного сгорания твердого компонента из-за пониженных температур и с гидродинамической транспортировкой жидкого компонента в зону горения при встречном режиме горения.

6. Экологически приемлемым способом сжигания двухфазных топливных систем с подвижным жидким компонентом является сжигание во встречной волне. Проведенные расчеты показывают техническую возможность такого процесса. Следует иметь в виду относительную сложность и энергетическую затратность инициирования горения сверху. При практической реализации топки для минимизации выбросов неокисленной органики целесообразны проведение энергичного поджига или организация непрерывного процесса горения с поперечной схемой подачи топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Делягин, Г. Н. Теплогенерирующие установки / Г. Н. Делягин, В. И. Лебедев, Б. А. Пермяков. М.: Стройиздат, 1986. 559 с.
2. Липов, Ю. М. Котельные установки и парогенераторы / Ю. М. Липов, Ю. М. Третьяков. М.: Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика, 2003. 591 с.
3. Основы практической теории горения // под ред. В. В. Померанцева, 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1986. 311 с.
4. Хзмалян, Д. М. Теория топочных процессов / Д. М. Хзмалян. М.: Энергоатомиздат, 1990. 351 с.
5. Кнорре, Г. Ф. Топочные процессы. 2-е изд., перераб. и доп. / Г. Ф. Кнорре // М.; Л.: Госэнергоиздат, 1959. 396 с.
6. Сеницын, Н. Н. Методика расчета прогрева плотного слоя топлива в топках для сжигания древесных отходов / Н. Н. Сеницын, Д. А. Домрачев, В. С. Грызлов // Вестник Череповецкого государственного университета. 2012. Т. 1, № 2. С. 26–28.
7. Каменецкий Б. Я. Закономерности выгорания твердого топлива в неподвижном слое / Б. Я. Каменецкий // Промышленная энергетика. 2013. № 5. С. 21–26.
8. Особенности воспламенения и горения биотоплив / А. Ф. Рыжков [и др.] // Инженерно-физический журнал. 2011. Т. 84, № 4. С. 820–829.
9. Черножуков, Н. И. Очистка нефтепродуктов и производство специальных продуктов. 3-е изд. доп. и испр. / Н. И. Черножуков. М.; Л.: Гостоптехиздат, 1952. 336 с.
10. Зеленко, Ю. В. Принципы рационального ресурсопотребления при утилизации нефтесодержащих отходов на железнодорожном транспорте / Ю. В. Зеленко // Сборник научных трудов Донецкого института железнодорожного транспорта. 2009. Т. 19. С. 12–15.
11. Nils Skoglund Fuel Design in Co-Combustion of Demolition Wood Chips and Municipal Sewage Sludge / N. Skoglund [et al.] // Fuel Processing Technology. January 2016. Vol. 141, Part 2. P. 196–201.
12. Marcio, L. de Souza-Santos. Theoretical Models for Rates of Heterogeneous Reactions During Combustion and Gasification of Liquid Fuels in Fluidized Beds / L. de Souza-Santos Marcio // Brazilian Journal of Chemical Engineering. 2018. Vol. 35, No 2. P. 679–690.
13. Козначеев, И. А. Одномерное моделирование фронта внутрипластового горения нефти с учетом подвижной и неподвижной горючих компонент / И. А. Козначеев, К. В. Добрего // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 1. С. 47–60. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-1-47-60>.
14. Басниев, К. С. Подземная гидромеханика / К. С. Басниев, И. Н. Кочина, В. М. Максимов. М.: Ин-т компьютерных исследований, 2006. 495 с.

15. Добрего, К. В. Физика фильтрационного горения газов / К. В. Добрего, С. А. Жданок // Минск: Ин-т тепло- и массообмена НАН Беларуси, 2002. 204 с.
16. Салганский, Е. А. Моделирование фильтрационного горения твердого пиролизующегося топлива / Е. А. Салганский, Е. В. Полианчик, Г. Б. Манелис // Физика горения и взрыва. 2013. Т. 49, № 1. С. 45–61.
17. Добрего, К. В. Режимы газификации бедных угольных слоев / К. В. Добрего, И. А. Козначеев // ИФЖ. 2006. Т. 79, № 2. С. 56–61.

Поступила 20.12.2018 Подписана в печать 26.02.2019 Опубликована онлайн 30.05.2019

REFERENCES

1. Delyagin G. N., Lebedev V. I., Permyakov B. A. (1986) *Heat Generating Plants*. Moscow, Stroiizdat Publ. 559 (in Russian).
2. Lipov Yu. M., Tret'yakov Yu. M. (2003) *Boiler Plants and Steam Generators*, Moscow – Izhevsk, Regul'yarnaya i Khaoticheskaya Dinamika Publ. 591 (in Russian).
3. Pomerantsev V. V., Aref'ev K. M., Akhmedov D. B., Rundyygin Yu. A., Korchunov Yu. N., Shagalova S. L., Shestakov S. M. (1986) *Fundamentals of the Practical Theory of Combustion*. 2nd ed. Leningrad, Energoatomizdat Publ., Leningrad Branch. 311 (in Russian).
4. Khzmalyan D. M. (1990) *Theory of Furnace Processes*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 351 (in Russian).
5. Knorre G. F. (1959) *Furnace Processes*. 2nd ed. Moscow, Leningrad, Gosenergoizdat Publ. 396 (in Russian).
6. Sinitsyn N. N., Domrachev D. A., Gryzlov V. S. (2012) Method of Calculation of Heating of a Dense Layer of Fuel in Furnaces for Burning of Wood Waste. *Vestnik Cherepovetskogo Gosudarstvennogo Universiteta = Cherepovets State University Bulletin*, 1 (2), 26–28 (in Russian).
7. Kamenetskii B. Ya. (2013) Patterns of Solid Fuel Burning in a Fixed Bed. *Promyshlennaya Energetika = Industrial Power Engineering*, (5), 21–26 (in Russian).
8. Ryzhkov A. F., Silin V. E., Bogatova T. F., Nadir S. M. (2011) Ignition and Combustion Features of Biofuel. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 84 (4), 888–897 <https://doi.org/10.1007/s10891-011-0547-z>.
9. Chernozhukov N. I. (1952) *Purification of Petroleum Products and Production of Special Products*. 3rd ed. Moscow, Leningrad, Gostoptekhizdat Publ. 336 (in Russian).
10. Zelen'ko Yu. V. (2009) Principles of Rational Resource Consumption in the Utilization of Oily Waste in Railway Transport. *Sbornik Nauchnykh Trudov Donetskogo Instituta Zheleznodorozhnogo Transporta = Zbirnik naukovih prac' of Donetsk Railway Transport Institute*, (19), 12–15 (in Russian).
11. Skoglund N., Båfver L., Fahlström J., Holmén E., Renström C. (2016) Fuel Design in Co-Combustion of Demolition Wood Chips and Municipal Sewage Sludge. *Fuel Processing Technology*, 141, 196–201. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2015.08.037>.
12. Marcio L. de Souza-Santos (2018) Theoretical Models for Rates of Heterogeneous Reactions During Combustion and Gasification of Liquid Fuels in Fluidized Beds. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 35 (2), 679–690. <https://doi.org/10.1590/0104-6632.20180352s20160495>.
13. Koznacheev I. A., Dobrego K. V. (2019) One-Dimensional Simulation of the In-Situ Oil Combustion with Consideration to Fluid and Solid Combustible Components. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (1), 47–60 (in Russian) <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-1-47-60>.
14. Basniev K. S., Kochina I. N., Maksimov V. M. (2006) *Underground Hydromechanics*. Moscow, Institut Komp'yuternykh Issledovaniy Publ. 495 (in Russian).
15. Dobrego K. V., Zhdanok S. A. (2002) *Physics of Filtration Combustion of Gases*. Minsk, Institute of Heat and Mass Transfer of NAS of Belarus. 204 (in Russian).
16. Salganskii E. A., Polianchik E. V., Manelis G. B. (2013) Modeling Filtration Combustion of Pyrolyzing Solid Fuel. *Combustion, Explosion and Shock Waves*, 49 (1), 38–52. <https://doi.org/10.1134/s001050821301005x>.
17. Dobrego K. V., Koznacheev I. A. (2006) Regimes of Gasification of Lean Coal Layers. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 79 (2), 261–267. <https://doi.org/10.1007/s10891-006-0095-0>.

Received: 20 December 2018 Accepted: 26 February 2019 Published online: 30 May 2019

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-264-279>

УДК 536.244:621.573 (047)

Теплоаэродинамические исследования шахматных пучков для выбора эффективного шага круглоребристых труб

В. Б. Кунтыш¹⁾, А. Б. Сухоцкий¹⁾, Г. С. Маршалова¹⁾, В. В. Дударев¹⁾,
В. Н. Фарафонов¹⁾

¹⁾Белорусский государственный технологический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Приведены результаты экспериментального исследования локальным моделированием конвективного теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматных шестирядных пучков из биметаллических труб со спиральными накатными алюминиевыми ребрами при поперечном обтекании воздухом в диапазоне изменения его скорости в сжатом сечении пучка 1,9–11,0 м/с. Скоростной диапазон охватывает возможные режимы эксплуатации промышленных аппаратов воздушного охлаждения. Ребра диаметром приблизительно 57 мм накатаны на стальной несущей трубе наружным диаметром 25 мм. Коэффициент оребрения трубы $\varphi = 19,26$. Такие трубы широко применяются в теплообменных секциях аппаратов воздушного охлаждения природного газа, в частности в ООО «Грибановский машиностроительный завод» (Россия). Для измерения коэффициентов теплоотдачи использован разработанный авторами электрокалориметр с подводимой мощностью 600–1300 Вт. Температура поверхности стенки у основания ребер не выходила за интервал 77–92 °С. Поперечный шаг труб в пучках $S_1 = 64,0; 68,0$ мм, а продольный $S_2 = 54,4$ или 50,0 мм. Проведено измерение теплоотдачи каждого поперечного ряда шестирядных пучков, а также средней теплоотдачи и аэродинамического сопротивления, которые обобщены уравнением подобия степенного вида. Теплоотдача последнего поперечного ряда по направлению движения воздуха на 0–5 % меньше теплоотдачи стабилизированных рядов, и здесь обнаружены новые особенности изменения теплоотдачи в недостаточно изученной области изменения шагов S_1 и S_2 . Измерено термическое контактное сопротивление (ТКС) в диапазоне средней температуры контактных поверхностей $t_k = (79–95)$ °С и не выявлено зависимости значения ТКС от t_k для указанного интервала. Численное среднее значение ТКС: $R_k = 2,13 \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт; оно характерно для надежного механического соединения оребренной алюминиевой оболочки с несущей стальной трубой из углеродистой стали. Вариантными теплоаэродинамическими расчетами с использованием полученных данных установлена технико-экономическая целесообразность размещения труб в вершинах равнобедренного треугольника с шагами: $S_1 = 68–69$ мм; $S_2 = 55$ мм, с отказом от применения расположения

Адрес для переписки

Сухоцкий Альберт Борисович
Белорусский государственный
технологический университет
ул. Свердлова, 13а,
220006, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 327-87-30
alk2905@mail.ru

Address for correspondence

Sukhotskii Al'bert B.
Belarusian State
Technological University
13a Sverdlov str.,
220006, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 327-87-30
alk2905@mail.ru

труб по равностороннему треугольнику с $S_1 = S'_2 = 64$ мм (где S'_2 – диагональный шаг). При $Q = \text{idem}$ и прочих равных условиях количество труб на аппаратах воздушного охлаждения уменьшается на 5,7 % с понижением электропотребления до 4,0 %.

Ключевые слова: аппараты воздушного охлаждения, биметаллические трубы со спиральными накатными алюминиевыми ребрами, моделирование, конвективный теплообмен, аэродинамическое сопротивление, шахматные шестирядные пучки, размещение труб, равносторонний и равнобедренный треугольники

Для цитирования: Теплоаэродинамические исследования шахматных пучков для выбора эффективного шага круглоребристых труб / В. Б. Кунтыш [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 3. С. 264–279. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-264-279>

Thermal and Aerodynamic Researches of Staggered Bundles for Choice of an Effective Spacing of Round-Finned Tubes

V. B. Kuntysh¹⁾, A. B. Sukhotskii¹⁾, G. S. Marshalova¹⁾, V. V. Dudarev¹⁾, V. N. Farafontov¹⁾

¹⁾Belarusian State Technological University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The results of an experimental study of local modeling of convective heat transfer and aerodynamic resistance of staggered six-row bundles of bimetallic tubes with spiral knurled aluminum fins under transverse air flow in the range of its velocity alteration in a compressed bundle section of 1.9–11.0 m/s are presented. The velocity range covers the possible modes of operation of industrial air coolers (AVO). The fins with a diameter of approximately 57 mm are rolled on a steel supporting tube with an outer diameter of 25 mm. Tube finning ratio $\phi = 19.26$. Such tubes are widely used in the heat exchange sections of AVO of natural gas, in particular, at “Gribanovskii Engineering Plant” JSC (Russia). To measure the reduced heat transfer coefficients, an electric calorimeter had been developed by the authors with a power input of 600–1300 W. The temperature of the wall surface at the base of the fins did not exceed the range of 77–92 °C. The transverse tube spacing in bundles S_1 was 64.0 or 68.0 mm, while the longitudinal spacing S_2 was 54.4 or 50.0 mm. The heat transfer of each transverse row of six-row bundles was measured, as well as the average heat transfer and aerodynamic drag, which are summarized by the similarity equation of a power type. The heat transfer rate of the last transverse row in the direction of air movement is 0–5 % lower than the heat transfer rate of the stabilized rows, and here new features of heat transfer variations in the insufficiently studied area of spacing changes S_1 and S_2 have been found. The thermal contact resistance (TCR) was measured in the range of the average temperature of the contact surfaces $t_k = (79–95)$ °C, and no dependence of the value of TCR on t_k for the specified interval was found. The numerical average value of TCR was $R_k = 2,13 \cdot 10^{-4}$ m²·K/W, which is typical for reliable mechanical connection of the finned aluminum shell with the supporting steel tube made of carbon steel. The results of variant thermal and aerodynamic calculations with the use of the obtained data established the technical and economic feasibility of placing tubes at the vertices of an isosceles triangle with spacing $S_1 = 68–69$ mm and $S_2 = 55$ mm with failure to use the location of the tubes along an equilateral triangle with $S_1 = S'_2 = 64$ mm (where S'_2 – is diagonal spacing). With $Q = \text{idem}$ and other conditions being equal, the number of tubes on AVO decreases by 5.7 % with a decrease in power consumption to 4.0 %.

Keywords: air coolers, bimetallic tubes with spiral rolling aluminum fins, modeling, convective heat exchange, aerodynamic resistance, staggered six-row bundles, placing tubes, vertices of equilateral and isosceles triangle

For citation: Kuntysh V. B., Sukhotskii A. B., Marshalova G. S., Dudarev V. V., Farafontov V. N. (2019) Thermal and Aerodynamic Researches of Staggered Bundles for Choice of an Effective Spacing of Round-Finned Tubes. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (3) 264–279. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-264-279> (in Russian)

Введение

Биметаллические ребристые трубы (БРТ) со спиральными алюминиевыми ребрами являются основным типом теплопередающей поверхности в теплообменных секциях аппаратов воздушного охлаждения (АВО), которые нашли широкое применение в нефтехимической, нефтеперерабатывающей промышленности [1], на газоперерабатывающих комплексах [2], железнодорожном транспорте, в ядерной и тепловой энергетике [3]. Важно отметить, что спрос на АВО в ближайшее время будет неуклонно возрастать вследствие увеличения объемов добычи природного газа и необходимости его транспортировки по магистральным газопроводам на огромные расстояния.

Удельная металлоемкость современных аппаратов воздушного охлаждения достигает $b_i = 4,1-16,1$ кг/м² [4], в которой доля трубных пучков теплообменных секций составляет $b_t = (0,4-0,42)b_i$ кг/м², а 58–60 % приходятся на остальные конструктивные элементы секции: трубные решетки, продуктовые крышки с патрубками или камерами, коллекторы, вентиляторное оборудование. В стандартизованных АВО металлоемкость этих конструктивных элементов остается неизменной, и лишь некоторый резерв ее снижения имеется в совершенствовании вентиляторного блока [5].

Использование новых конструкторско-технологических решений механических узлов и деталей для снижения металлоемкости практически исчерпало свои возможности. Это подтверждается следующим. Эффективным параметром снижения металлоемкости и повышения аппаратной тепловой мощности является длина БРТ. По техническим возможностям сборочного производства теплообменных секций и надежным условиям их эксплуатации она достигла 10–12 м [4], приблизившись к предельному значению.

Улучшение энергомассовых характеристик также возможно при совершенствовании конструкции трубного пучка применением интенсифицированного теплообмена воздуха с оребренной стороны трубы. Одним из практических способов данного направления является увеличение коэффициента оребрения ϕ трубы. Но это направление оказалось полностью реализованным, так как теплоэнергетически и технико-экономически целесообразное значение $\phi = 20-22$ [6] сейчас внедрено в производство АВО из БРТ и полностью удовлетворяет эксплуатационным требованиям, предъявляемым потребителями АВО самых различных отраслей промышленности.

Возможна интенсификация теплообмена трубного пучка за счет изменения поперечного S_1 и продольного S_2 шагов БРТ в трубной решетке. Известен ряд исследований [7–10] для шахматных поперечно обтекаемых ребристых пучков, общей особенностью которых являлось изменение значений между смежными шагами большими ступенями: $\Delta S_1 = 8-46$ мм и $\Delta S_2 = 5-40$ мм. Опытные пучки собирались из монометаллических ребристых труб со спиральными ребрами, параметры которых (высота, шаг, толщина, коэффициент оребрения, материальное исполнение) характерны

для поверхностей нагрева котельных агрегатов и существенно отличаются от параметров труб АВО. Однако результаты исследований позволяют просматривать направленность влияния изменений S_1 и S_2 на теплоаэродинамические характеристики пучка. Теплообмен возрастает с увеличением поперечного шага S_1 , а при изменении продольного шага S_2 меняется незначительно. Аэродинамическое сопротивление возрастает с уменьшением S_1 и не зависит от шага S_2 .

Конструктивной особенностью современных шахматных пучков АВО является расположение труб в вершинах равностороннего треугольника с шагом $S_1 = S_2' = 64$ мм, где S_2' – диагональный шаг. Опытными исследованиями теплоаэродинамических характеристик шахматных пучков из БРТ АВО [4] установлена возможность повышения энергетической эффективности АВО путем замены равносторонней компоновки труб на равнобедренную с увеличенным шагом S_1 (против применяемого значения $S_1 = 64$ мм) и поджатым шагом S_2 в неизменных габаритах трубных решеток стандартизованных АВО. Полученная тенденция удовлетворительно согласуется с результатами исследования [11]. Характерная особенность опытов – увеличение шага S_1 ступенями $\Delta S_1 = 1,2-3,0$ мм. Подобные рекомендации содержатся в [12] применительно к БРТ с $\phi \approx 20$ при диаметре ребра $d = 57$ мм. Расчетами установлено [5], что целесообразно применять шаг $S_1 = 69$ мм, который обладает меньшим аэродинамическим сопротивлением и заложен в конструкцию теплообменных секций аппарата АВГ-85МГ, вместо $S_1 = 64$ мм. Однако в работе не указывается, на базе каких уравнений подобия теплоотдачи и сопротивления выполнены расчеты, неизвестен типоразмер БРТ и непонятно, остался ли шаг S_2 характерным для теплообменных секций АВО второго поколения или же он был также увеличен настолько, чтобы компоновка труб осталась равносторонней против целесообразной равнобедренной. Снятию обозначенных выше противоречий посвящено предлагаемое исследование.

Цель исследования – выбор типа шахматной компоновки ребренных труб с конкретными эффективными значениями шагов S_1 и S_2 в теплообменных секциях третьего поколения аппаратов воздушного охлаждения АВГ-75, 2АВГ-75 и АВО горизонтального исполнения общего назначения, обеспечивающей уменьшение металлоемкости и энергосбережение без снижения аппаратной тепловой мощности.

Исследование и анализ

Экспериментальное исследование проводили по единой методике шахматных шестирядных пучков в поперечном потоке воздуха с различными значениями S_1 и S_2 расположения труб в нормализованных габаритах решетки промышленных АВО, но с использованием эффекта интенсификации теплообмена в компактных пучках. По опытным данным получены с одинаковой достоверностью и надежностью уравнения подобия порядного и среднего теплообмена, аэродинамического сопротивления каждого пучка и значение термического контактного сопротивления (ТКС) БРТ.

Объектом исследования были три шахматных шестирядных пучка, обтекаемых перпендикулярно принудительным потоком воздуха. Шаги размещения труб в трубных решетках пучков назначались с учетом изложенных выше рекомендаций и технических решений. Предмет исследования – теплоаэродинамические характеристики пучков, представленные критериальными уравнениями подобия для тепловых расчетов АВО.

Пучок I являлся базовым, так как трубы в решетках располагались в вершинах равностороннего треугольника с шагами: $S_1 = S_2' = 64,0$ мм; $S_2 = 0,866S_1 = 54,4$ мм. Шаги соответствовали таковым в теплообменных секциях стандартизированных АВО второго поколения, включая и аппараты для охлаждения природного газа на компрессорных станциях.

Пучок II имел расположение труб в вершинах равнобедренного треугольника. Данная компоновка достигалась увеличением поперечного шага при трансформации базового пучка I до $S_1 = 68,0$ мм, а продольный шаг был оставлен неизменным и равным $S_2 = 54,4$ мм, как и в базовом пучке I. Принятое значение S_1 обеспечивает равномерное расположение труб при неизменной ширине нормализованной решетки в каждом поперечном ряду. Число труб в поперечном ряду уменьшается на одну штуку по сравнению с числом труб в пучке I.

Пучок III преобразовывался из пучка II с расположением труб по равнобедренному треугольнику при оставлении прежнего значения $S_1 = 68,0$ мм и уменьшении (поджатии) продольного шага до $S_2 = 50,0$ мм, который характерен для АВО первого поколения [4].

Пучки собирались из промышленных серийных БРТ ООО «Грибановский машиностроительный завод», входящего в группу компаний «ЦНО-ХИММАШ» (г. Борисоглебск). Геометрические параметры однозаходных алюминиевых спиральных ребер $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 56 \times 26,8 \times 14,6 \times 2,5 \times 0,5$ мм (где d , $d_0 = d - 2h$, h , s , Δ – соответственно наружный диаметр оребренной трубы, диаметр трубы по основанию ребра, высота, шаг и средняя толщина ребра), коэффициент оребрения $\phi = 19,26$. Ребра накатаны на гладкой стальной (Сталь 20) несущей трубе наружным диаметром $d_n = d_1 = 20$ мм. В опытных пучках отрезная длина БРТ составляла 330 мм при длине оребренной части $l = 300$ мм.

Исследования проводились на аэродинамической трубе [13] разомкнутого типа внутренним поперечным сечением 300×300 мм в свету, в рабочем участке которой устанавливали опытные пучки с вертикальным расположением оребренных труб.

Для измерения теплообмена выбран метод локального теплового моделирования, при котором обогревается одна трубка, называемая калориметром, оснащенная температурными датчиками. Калориметр устанавливается в середине соответствующего поперечного ряда (обычно со стабилизированным теплообменом), а при необходимости переустанавливается в любой ряд пучка. Обоснование применимости локального метода моделирования представлено в [4, 8, 9, 12]. В опытах использован разработанный авто-

рами электрокалориметр (рис. 1). Его конструкция включала исследуемую БРТ 1, внутри которой соосно установлен заводского изготовления гладкостенный трубчатый стальной теплоэлектронагреватель (ТЭН) 2 диаметром 18 мм. Кольцевой зазор между внутренней поверхностью несущей трубы 3 и поверхностью ТЭНа заполнен кварцевым песком 4. Внутри ТЭНа расположена проволочная спираль 5 с подведенными к ней проводами электропитания 6 напряжением 220 В. Номинальная мощность ТЭНа составляла 2,5 кВт. Регулирование ее в процессе опытов осуществляли масляным реостатом.

Температуру поверхности у основания ребер измеряли четырьмя хромель-алюминиевыми термопарами 7, расположенными с обоих концов калориметра на угловом расстоянии 95 и 265° от лобовой критической точки трубы (по две термопары у верхнего и нижнего концов), в которых по предварительно проведенным замерам средняя температура поверхности совпадает с локальной (местной). Горячие спаи 12 термопар находились на расстоянии 40–45 мм от концов ребренной части трубы-калориметра, а их электроды выводились по канавке прямоугольного сечения 0,5×0,6 мм в стенке 13 ребристой оболочки и зачеканивались сверху свинцовой пластинкой 14 заподлицо с наружным диаметром d_0 .

В сечениях измерения средней температуры поверхности у основания ребер было установлено по одной термопаре с противоположных концов калориметра, горячие спаи которых зачеканены свинцом на глубину 0,5 мм в стенку несущей трубы. Это позволило измерить скачок (перепад) температуры в зоне механического соединения ребристой оболочки и несущей трубы. Для уменьшения тепловых потерь предусмотрены фторопластовые шайбы 9 толщиной 20 мм и керамические шайбы 8, которыми закрыты торцевые концы калориметра с применением замазки 11 из температуростойкого силикона. Концевые потери учитывались по данным тарировочных опытов. Калориметр устанавливали в трубных решетках 10.

Динамический напор воздуха измеряли микроманометром ММН-240, датчиком для которого являлась трубка Прандтля. Температуру воздуха перед и за пучком измеряли лабораторными ртутными термометрами с це-

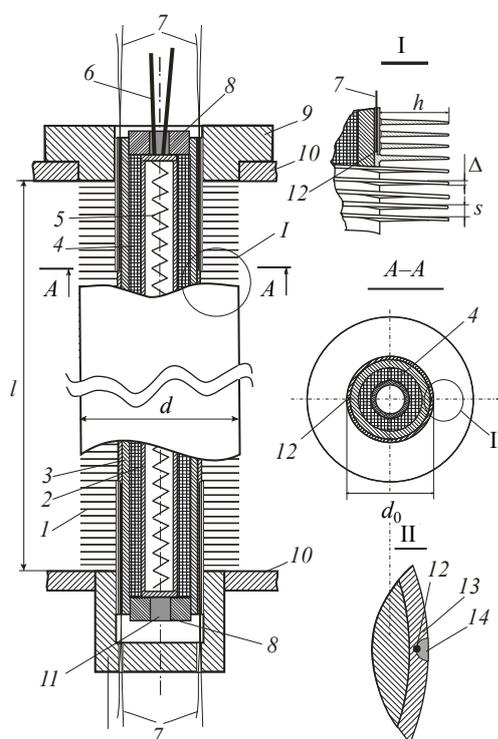


Рис. 1. Конструкция электрокалориметра

Fig. 1. Design of electrocalorimeter

ной деления 0,1 °С. Аэродинамическое сопротивление пучка определяли по разности статического давления воздуха перед и за пучком посредством ММН-240, датчиками для которого служили трубки Прандтля диаметром носика 12 мм. Для измерения перепада применяли прибор testo 512.

Подводимую к калориметру электрическую мощность измеряли ваттметром Д57 класса точности 0,1. ЭДС термопар считывали по показаниям универсального вольтметра GDM-78341, класс точности 0,25.

В опытах определяли средний приведенный коэффициент теплоотдачи i -го поперечного ряда пучка, Вт/(м²·К):

$$\alpha_i = \frac{Q_i}{F(t_{\text{сгi}} - t_1)}, \quad (1)$$

где $Q_i = W_i - Q_t$ – тепловой поток, переданный трубой-калориметром воздухом, Вт; W_i – электрическая мощность, подведенная к калориметру, Вт; $Q_t \approx 10$ Вт – торцевые потери теплоты, Вт, предварительно замеренные при тарировке калориметра; $F = \pi d_0 l$ – полная площадь внешней теплоотдающей поверхности калориметра, м²; $t_{\text{сгi}}$ – средняя температура поверхности калориметра у основания ребер, равная средней арифметической температуре из показаний четырех термопар, °С; t_1 – средняя температура потока воздуха перед калориметром, принимаемая равной температуре воздуха перед пучком, °С.

Средний приведенный коэффициент теплоотдачи α трубного пучка вычисляли как среднее арифметическое коэффициентов теплоотдачи α_i всех шести поперечных рядов.

Экспериментальные данные обрабатывали и представляли в безразмерном виде: в числах Нуссельта $Nu_i = \alpha_i d_0 / \lambda$, $Nu = \alpha d_0 / \lambda$; Рейнольдса $Re = w d_0 / \nu$; Эйлера $Eu = \Delta p / (\rho w^2)$, где w – скорость воздуха в сжатом (узком) поперечном сечении пучка, м/с; Δp – перепад статического давления воздуха на пучке, Па. Плотность ρ , кг/м³, коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К), и кинематической вязкости ν , м²/с, принимали по средней температуре воздуха в пучке. Относительная средняя квадратичная погрешность полученных значений Nu_i , Re и Eu не превышала соответственно 5,0; 4,2 и 7,0 %.

Результаты исследования аппроксимированы степенными зависимостями вида:

$$Nu_i = c_i Re^{n_i}; \quad (2)$$

$$Nu = c Re^n; \quad (3)$$

$$Eu = B Re^{-m}, \quad (4)$$

где c_i , c , B – коэффициенты пропорциональности; n_i , n , m – показатели степени (табл. 1).

Таблица 1

Постоянные критериальных уравнений
Constants of the criterion equations

| Пучок | Коэффициент в уравнениях (2)–(4) | | | | | | | | | | | |
|-------|----------------------------------|----------------|----------------|----------------|------------------------|------------------------|----------------|----------------|-------------------|--------------|------|--------------|
| | 1 ряд | | 2 ряд | | 3–5 ряды | | 6 ряд | | Среднее для пучка | | | |
| | $c_1 \cdot 10$ | $n_1 \cdot 10$ | $c_2 \cdot 10$ | $n_2 \cdot 10$ | $(c_3 - c_5) \cdot 10$ | $(n_3 - n_5) \cdot 10$ | $c_6 \cdot 10$ | $n_6 \cdot 10$ | $c \cdot 10$ | $n \cdot 10$ | B | $m \cdot 10$ |
| I | 1,98 | 5,6 | 0,89 | 6,6 | 0,79 | 6,8 | 0,77 | 6,8 | 0,9 | 6,6 | 34,6 | 2,6 |
| II | 1,93 | 5,6 | 0,79 | 6,8 | 0,79 | 6,8 | 0,79 | 6,8 | 0,92 | 6,6 | 34,6 | 2,6 |
| III | 2,61 | 5,6 | 1,98 | 5,8 | 1,43 | 6,2 | 1,35 | 6,2 | 1,63 | 6,0 | 61,0 | 3,2 |

Термическое контактное сопротивление БРТ, $m^2 \cdot K / W$, определялось как

$$R_k = \frac{\Delta t_k}{q_k}, \quad (5)$$

где Δt_k – средний перепад температуры в зоне контакта ребристой оболочки с несущей трубой, $^{\circ}C$; $q_k = Q_i / F_k$ – плотность теплового потока в контактной зоне, W / m^2 ; $F_k = \pi d_n l$ – номинальная площадь контактируемых поверхностей, m^2 ; Q_i – тепловой поток калориметра, W .

Погрешность измерения R_k не превышала $\pm 10\%$. В опытах скорость воздуха в сжатом сечении пучка $w = 1,9 - 11,0$ м/с; $t_{cti} = (77 - 91)$ $^{\circ}C$; $q_k = (23 - 81) \cdot 10^3$ W / m^2 ; средняя температура контактной зоны $t_k = 0,5(t_{ct.n} + t_{cti}) \approx (79 - 95)$ $^{\circ}C$. Экспериментами охвачен интервал $Re = (3 - 18) \cdot 10^3$.

Для тестирования электрокалориметра выполнено исследование теплоотдачи первого ряда пучка I, результаты которого показаны на рис. 2 опытными точками, значения которых обобщены критериальным уравнением (2). Видно, что теплоотдача находится ниже на 5% в сравнении с данными [4] и на 2% – с результатами исследования [12] для пучка $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 57 \times 27 \times 15,0 \times 2,5 \times 0,6$ мм с $\varphi = 20,7$. Учитывая различия в методах моделирования по способу нагрева калориметра и разные значения геометрии оребрения и φ , а также профиля поперечного сечения ребра, можно заключить, что разработанная конструкция электрокалориметра и использованная аэродинамическая труба обеспечили достоверные результаты тепловых характеристик исследованных шахматных пучков I–III.

Изменение коэффициента теплоотдачи по рядам шахматного пучка из круглоребристых труб в поперечном потоке воздуха исследовано в [7, 8, 10, 14–16]. Установлено, что стабилизация теплоотдачи наступает со второго ряда $S_1/d_0 < 1,8$ [7], а по данным [16], этот процесс достигается при $S_1/d_0 \approx 2$, результаты [14] указывают на стабилизацию теплообмена лишь в восьмом ряду пучка. В опытах [8, 10, 15] отмечается наступление стабилизации теплообмена с третьего поперечного ряда. Полученные результаты противоречивы, что можно объяснить значительно отличающимися геометрическими параметрами ребер, диаметром несущей трубы, коэффициентом оребрения, величина которого изменялась в диапазонах $\varphi \approx 4,22 - 15,23$.

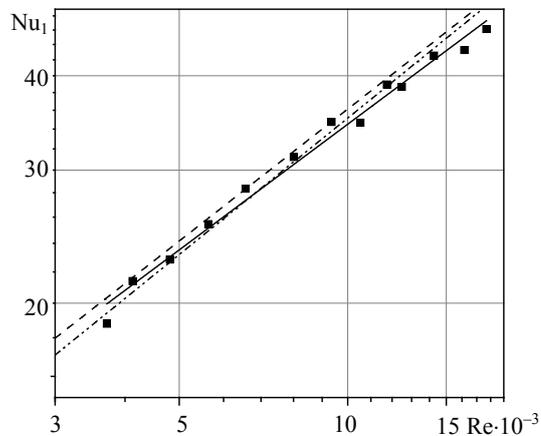


Рис. 2. Теплообмен первого ряда пучка I: ■ – эксперимент;
— – расчет по (2); ---, - · - · - – соответственно по данным [4] и [12]

Fig. 2. Heat exchange of the first row of a bundle I: ■ – experiment;
— – calculation according to (2); ---, - · - · - – corresponding to data of [4] and [12]

Следовательно, для пучков I–III с относительным значением поперечного шага $\sigma_1 = S_1/d_0 = 2,38–2,54$ рост теплоотдачи должен происходить по схеме «первый, второй, третий ряды», когда достигается стабилизация теплообмена, сохраняющаяся в четвертом и пятом рядах. Теплоотдача последнего (шестого) ряда может сохраняться равной теплоотдаче стабилизированных рядов или понижаться не более чем на 5 % по отношению к стабилизированной теплоотдаче [8], что объясняется особенностями аэродинамического обтекания [17] труб последних рядов. Таким образом, для получения среднего теплообмена пучка необходимо измерять теплоотдачу каждого поперечного ряда с последующим ее усреднением на весь пучок. Для этого калориметр последовательно переустанавливался в середине каждого поперечного ряда пучка.

Для исследованных пучков I–III опытные значения безразмерных коэффициентов теплоотдачи Nu_i поперечных рядов и потерь давления E_u для шести рядов в зависимости от безразмерной скорости (Re) воздуха приведены соответственно на рис. 3, 4, которые аппроксимированы критериальными уравнениями (2)–(4), а численные значения коэффициентов в них принимаются из табл. 1.

Анализ опытных данных на рис. 3 и числовых значений в табл. 1 выявил следующее.

В пучке I с равносторонней компоновкой труб наименьшая теплоотдача характерна для первого ряда. Количественный прирост теплоотдачи второго ряда составил соответственно 5 и 17 % для $Re = 5000$ и 15000 , что вызвано возросшей степенью турбулентности воздуха, так как первый ряд пучка выступает в роли турбулизирующей решетки. Индикатором изменения степени турбулентности воздуха является показатель степени n_i , который возрос до $n_2 = 0,66$ против $n_1 = 0,56$. Более крутое расположение кри-

вой $Nu_i = f(Re)$ второго ряда в сравнении с аналогичной кривой первого ряда согласуется с данными [4, 7]. Стабилизация теплоотдачи в пучке наступает с третьего ряда. В сравнении с тепловой характеристикой второго ряда теплоотдача стабилизированных рядов (третьего – пятого) увеличилась на 5 и 7 % для $Re = 5000$ и 15000 .

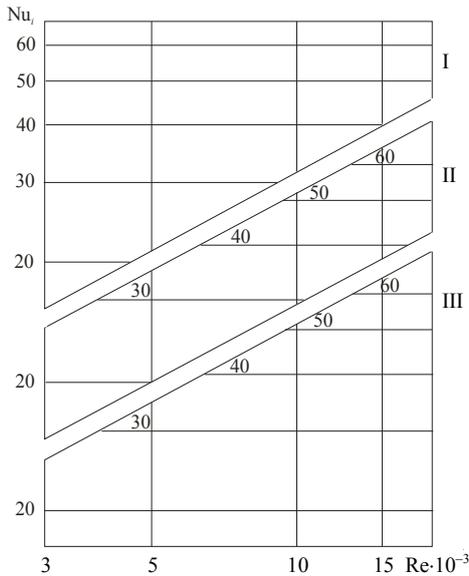


Рис. 3. Результаты исследований теплообмена поперечных рядов пучков I–III:
 ■, ○, ▲, ▽, ◇, ◁ – соответственно первый, второй, третий, четвертый, пятый, шестой ряды
 Fig. 3. Results of researches of heat exchange of the transverse rows of bundle I–III:
 ■, ○, ▲, ▽, ◇, ◁ – the first, second, third, fourth, fifth, sixth rows correspondingly

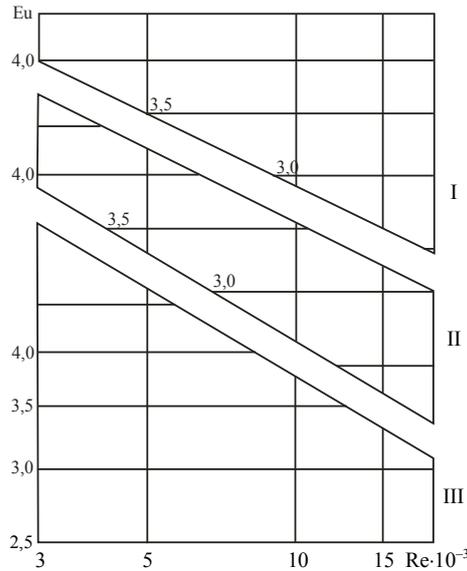


Рис. 4. Результаты исследований аэродинамического сопротивления для шести рядов пучков I–III:
 ■ – эксперимент
 Fig. 4. Results of researches of an aerodynamic resistance for six rows of bundles I–III: ■ – experiment

Последний (шестой) ряд пучка имеет гидродинамические особенности обтекания потоком. Ввиду отсутствия за ним следующего ряда, поток воздуха не поджимается в кормовой области труб, что увеличивает размер аэродинамического следа, создавая тем самым неблагоприятные условия для теплообмена на тыльной поверхности оребрения в сравнении с лобовой частью трубы. Вследствие воздействия этого фактора теплоотдача последнего ряда на 2,5 % меньше теплоотдачи стабилизированных рядов, что качественно согласуется с экспериментами [4, 8, 17].

В пучке II по сравнению с пучком I в 1,063 раза увеличен поперечный шаг S_1 при сохранении неизменного значения $S_2 = \text{const}$, что вызвало появление некоторых особенностей в тепловых характеристиках. Теплоотдача стабилизировалась со второго ряда и осталась неизменной, включая и последний ряд пучка, т. е. $c_2 = c_3 = c_4 = c_5 = c_6 = 0,079$ и $n_2 = n_3 = n_4 = n_5 = n_6 = 0,68$. Интенсивность теплообмена стабилизированных рядов не изменилась и соответствует ее значению для пучка I. Однако средняя тепло-

отдача пучка II возросла на 2,2 %, что вызвано более интенсивным теплообменом во втором ряду (в 1,064 раза) в сравнении с аналогичной характеристикой для пучка I и отсутствием понижения интенсивности теплообмена последнего ряда. Результаты экспериментов не противоречат общему направлению изменения теплоотдачи от увеличения S_1 [9], но полученные численные значения являются новыми, и они не могли быть выявлены в ранних исследованиях пучков с большими изменениями ΔS_1 . Аэродинамическое сопротивление пучка II (рис. 4) практически не изменилось в сравнении с пучком I.

В пучке III осуществлено поджатие труб последующего поперечного ряда к трубам впереди стоящего ряда вследствие уменьшения продольного шага до $S_2 = 50$ мм, т. е. в 1,1 раза в сравнении с $S_2 = 55$ мм в пучках I, II. Степень уменьшения составила лишь $\Delta S_2 = 55 - 5 = 5$ мм, что не было охвачено в опытах [7–9]. Значение шага S_1 не претерпело изменений по отношению к пучку II. Картина изменения теплоотдачи в этом пучке подобна пучку I. Стабилизированный теплообмен наступил с третьего ряда, сохраняя постоянное значение в четвертом и пятом рядах, и увеличился в среднем на 4 % против второго ряда, теплоотдача которого на 20 % превысила теплоотдачу первого ряда. Известно, что в тесных пучках при $S_1 = \text{const}$ уменьшение S_2 вызывает генерацию повышенной турбулизации потока. Отмечено снижение интенсивности теплоотдачи последнего ряда на 6 % в сравнении со стабилизированными рядами. Средняя теплоотдача пучка III увеличилась на 7 % в сравнении с пучком II и на 5 % – против пучка I. Поджатие шага S_2 при $S_1 = \text{const}$ очень слабо повлияло на изменение сопротивления, отмечен рост лишь на 2,5–3,0 %.

В заключение этой части опытов для наглядности на рис. 5 изображено изменение коэффициента теплоотдачи по рядам исследованных пучков для скорости воздуха $w = 9,48$ м/с, которое наглядно демонстрирует новые обнаруженные особенности в мало изученной области изменения S_1 и S_2 . Снижение теплоотдачи последнего поперечного ряда находится в диапазоне 0–5 % теплоотдачи стабилизированных рядов.

Также выполнено экспериментальное определение ТКС, значения которого приведены на рис. 6 символами. В температурном интервале $t_k = (80–95)$ °С не проявляется зависимость ТКС от средней температуры контактной зоны, что согласуется с более ранними результатами [4, 18]. Поэтому полученные опытные данные были обобщены линейной зависимостью с постоянным значением $R_k = 2,13 \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт. Рассеивание опытных точек ТКС на ± 18 % относительно R_k характерно для экспериментов [19] с применением электрокалориметра.

Таким образом, при проектировании АВО из БРТ с $\phi = 19,3$ производства ООО «Грибановский машиностроительный завод» следует учитывать полученное значение R_k при расчетах коэффициента теплопередачи аппаратов для охлаждения природного газа.

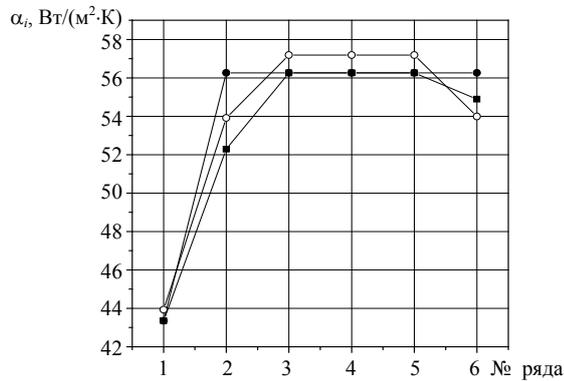


Рис. 5. Изменение теплообмена по рядам шестирядных пучков:
 ■, ●, ○ – соответственно пучки I–III

Fig. 5. Change of heat exchange on rows of six-row bundles:
 ■, ●, ○ – bundles I–III correspondingly

Для проверки надежности механического соединения алюминиевой ребристой оболочки с несущей трубой авторами выполнены расчеты составляющих термического сопротивления теплопередачи БРТ [4], $\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{Вт}$:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5, \quad (6)$$

где $R_1 = \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \cdot \frac{\varphi d_0}{d_1}$, $R_2 = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \cdot \frac{\varphi d_0}{d_1}$, $R_4 = \frac{\delta_a}{\lambda_a} \cdot \frac{\varphi d_0}{d_n}$, $R_5 = \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}}$ – соответственно термическое сопротивление теплоотдачи с внутренней стороны трубы, стенки несущей трубы, стенки ребристой оболочки, с внешней (воздушной) стороны трубы; $R_3 = R_k \frac{\varphi d_0}{d_n}$ – приведенное значение ТКС трубы;

d_1 – внутренний диаметр несущей трубы; $\delta_{\text{ст}}$, δ_a – толщина стенки несущей трубы и ребристой оболочки; $\lambda_{\text{ст}}$, λ_a – коэффициент теплопроводности несущей трубы и алюминиевой оболочки, $\text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$.

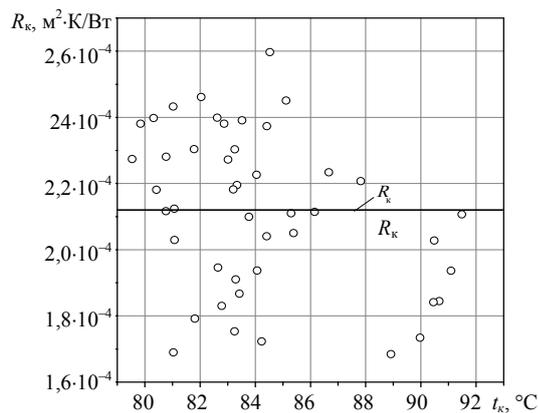


Рис. 6. Зависимость термического контактного сопротивления от средней температуры контактной зоны биметаллической ребристой трубы: ○ – эксперимент

Fig. 6. Dependence of a thermal contact resistance on an average temperature of a contact zone of bimetallic finned tube: ○ – experiment

Для исследованной БРТ: $d_1 = 20$ мм; $\delta_{ст} = 2,5$ мм; $\delta_a = 0,7$ мм; $\lambda_{ст} = 55$ Вт/(м·К); $\lambda_a = 200$ Вт/(м·К). Если принять в среднем коэффициент теплоотдачи [4, 6] внутри трубы для охлаждаемых продуктов $\alpha_{вн} = 1000$ Вт/(м²·К) и с воздушной стороны $\alpha_{пр} = 50$ (Вт/м²·К), то получим:

$$R_1 = \frac{1}{1000} \cdot \frac{19,26 \cdot 26,8}{20} = 25,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт};$$

$$R_2 = \frac{0,0025}{55} \cdot \frac{19,26 \cdot 26,8}{20} = 1,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт};$$

$$R_3 = 2,13 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{19,26 \cdot 26,8}{25} = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт};$$

$$R_4 = \frac{0,0007}{200} \cdot \frac{19,26 \cdot 26,8}{25} = 0,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт};$$

$$R_5 = \frac{1}{50} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}.$$

Из сравнения R_3 с R_1 и R_5 видно, что приведенное значение ТКС трубы соответственно в 5,86 и 4,54 раза меньше наиболее неблагоприятных термических сопротивлений с внутренней и внешней сторон трубы. Оно не является доминирующим сопротивлением процесса теплопередачи. Тепловая проводимость контакта $\alpha_k = 1/R_k = 1/(2,13 \cdot 10^{-4}) = 4695$ Вт/(м²·К) указывает на исключительно высокую интенсивность контактного теплообмена, значение которого сопоставимо с наиболее эффективными процессами конденсации водяного пара, аммиака. Контактный теплообмен не является «запирающим» процессом при передаче теплового потока БРТ, если соблюдается технологический регламент накатывания ребер [6]. Прямое подтверждение этого заключения – начальное усилие выпрессовки несущей трубы из нескольких отрезков испытанных БРТ длиной 100 мм каждый, равное $P_{ср} = 13\,800$ Н, которое, согласно ГОСТ [20], должно быть не менее $P = 10000$ Н.

Прямое сопоставление характеристик $Nu = f(Re)$ и $Eu = f(Re)$ пучков I, II и III не позволяет однозначно определить преимущества конкретного типоразмера пучка для внедрения в промышленные АВО. В связи с этим по методике [21] выполнены расчеты АВО типа АВГ на основе полученных авторами уравнений подобия и значения ТКС. Исходные данные для расчета: температура бензина на входе 110 °С, на выходе 50 °С; давление бензина 4 МПа; температура охлаждающего воздуха на входе в аппарат 25 °С. Аппарат трехсекционный, трехходовой по бензину в пределах секции, активная длина оребренных БРТ 4 м, число поперечных рядов труб – шесть. Количество труб в базовой секции (пучок I) – 111 шт., в пучках II и III – 105 шт. Вентилятор осевой с колесом диаметром 2,8 м

типа ЦАГИ УК–2М, угол установки лопастей вентилятора 20°, частота вращения колеса 425 мин⁻¹.

Результаты расчета представлены в табл. 2.

Таблица 2

Сводная таблица теплового расчета аппаратов воздушного охлаждения типа АВГ

The summary table of thermal calculation of air coolers of AVG type

| Параметр | Номер пучка | | | Сравнение пучка I с пучками II и III, % | |
|---|-------------|-------|-------|---|-------|
| | I | II | III | II | III |
| Площадь поверхности теплообмена F_y , м ² | 2163 | 2046 | 2046 | -5,7 | -5,7 |
| Тепловой поток аппарата, кВт | 1615 | 1589 | 1555 | -1,7 | -3,9 |
| Скорость бензина в трубах, м/с | 0,45 | 0,46 | 0,45 | +2,0 | +1,8 |
| Скорость воздуха в сжатом сечении секции, м/с | 10,5 | 10,1 | 10,2 | -3,7 | -3,1 |
| Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К) | 18,39 | 18,58 | 18,51 | +1,03 | +0,65 |
| Коэффициент теплоотдачи бензина, Вт/(м ² ·К) | 697 | 708 | 707 | +1,6 | +1,4 |
| Коэффициент теплоотдачи воздуха, Вт/(м ² ·К) | 56,5 | 56,5 | 56,0 | 0 | -0,1 |
| Потребляемая вентилятором мощность, кВт | 41,52 | 40,19 | 40,14 | -3,3 | -3,4 |

Применение в АВО пучка II с размещением труб в вершинах равнобедренного треугольника является эффективным ресурсо- и энергосберегающим конструкторским решением, сопровождающимся при одинаковом тепловом потоке $Q \approx idem$ меньшим количеством БРТ на 5,7 %, соответствующим снижением массы трубного пучка и пониженным электропотреблением (до 4 %).

Подобная картина улучшения технических характеристик подтверждается расчетами аппарата 2АВГ-75 для охлаждения компримированного природного газа давлением 7,5 МПа с вентилятором Т-50-4 «Торнадо». Вентилятор потребляет на 5,3 % меньше электроэнергии в сравнении с базовым пучком I.

ВЫВОД

В стандартизированных аппаратах АВГ общего назначения, а также в аппаратах 1АВГ-75, 2АВГ-75, АВГ-85МП энергетически и технико-экономически целесообразно использовать теплообменные секции с равнобедренной вместо равносторонней компоновкой биметаллических ребристых труб при $d = 56-57$ мм и $\varphi \approx 19-20$ в трубных решетках с шагами $S_1 = 68,0-69,0$ мм и $S_2 = 55,0-55,4$ мм. Принципиально то, что переход на предлагаемую компоновку биметаллических ребристых труб не потребует изменения технологической сборки теплообменных секций, габаритов решеток, продуктовых крышек, рабочих камер, патрубков, фланцев. При сегодняшнем масштабе применения этих аппаратов будет достигнут много-миллионный экономический эффект.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шмеркович, В. М. Применение АВО при проектировании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов / В. М. Шмеркович. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1971. 112 с.
2. Альбом технологических схем процессов переработки нефти и газа / под. ред. Б. Н. Бондаренко. М.: Химия, 1983. 128 с.
3. Воздушные конденсаторы для паротурбинных установок малой и средней мощности / О. О. Мильман [и др.] // Теплоэнергетика. 1998. № 1. С. 35–39.
4. Кунтыш, В. Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш, Н. М. Кузнецов. СПб.: Энергоатомиздат, 1992. 280 с.
5. Маланичев, В. А. Разработка и модернизация вентиляторных блоков аппаратов воздушного охлаждения / В. А. Маланичев, О. Л. Мятлов, А. М. Типайлов // Химическая техника. 2004. № 2. С. 12–27.
6. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения / А. Н. Бессонный [и др.]. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
7. Легкий, В. М. Влияние шаговых соотношений на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление шахматных поперечно омываемых пучков труб с внешним спирально-ленточным оребрением / В. М. Легкий, Ю. К. Тупицын, Е. Н. Письменный // Теплообмен в энергетических установках: сб. Киев: Наук. думка, 1978. С. 78–82.
8. Юдин, В. Ф. Теплообмен поперечнооребранных труб / В. Ф. Юдин. Л.: Машиностроение, 1982. 189 с.
9. Жукаускас, А. А. Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас. М.: Наука, 1982. 472 с.
10. Письменный, Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб / Е. Н. Письменный. Киев: Альтерпресс, 2004. 244 с.
11. Wierman, C. Correlation Ease the Selection of Finned Tubes / C. Wierman // Oil and Gas. 1976. Vol. 74, No 36. P. 94–100.
12. Пиир, А. Э. Исследование и разработка энерго- и материалосберегающих конструкций воздухонагревателей / А. Э. Пиир. Архангельск, 1999. 40 с.
13. Результаты исследования тепловых характеристик воздухонагревателя из биметаллических ребристых труб / В. Б. Кунтыш [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2014. № 1. С. 48–56.
14. Lapin, A. Heat Transfer Coefficient for Finned Exchangers / A. Lapin, W. F. Schurig // Industr. and Engn. Chem. 1959. Vol. 51, No 8. P. 941–944.
15. Зозуля, Н. В. Исследование теплоотдачи по рядам шахматных пучков из алюминиевых трубок со спирально-накатным оребрением / Н. В. Зозуля // Химическая промышленность Украины. 1965. № 5. С. 29–31.
16. Кунтыш, В. Б. Экспериментальное исследование местных коэффициентов теплоотдачи труб со спиральными ребрами в поперечно обтекаемых ребристых пучках / В. Б. Кунтыш, Ф. М. Иохведов // Энергетика. Известия вузов. 1977. № 1. С. 105–110.
17. Кунтыш, В. Б. Влияние числа рядов и компоновки поперечно обтекаемого ребристого пучка на местную теплоотдачу последних рядов / В. Б. Кунтыш, Ф. М. Иохведов // Энергетика. Известия вузов. 1979. № 3. С. 58–59.
18. Кунтыш, В. Б. Исследование контактного термического сопротивления биметаллических оребренных труб АВО / В. Б. Кунтыш, А. Э. Пиир, Л. М. Федотова // Лесной журнал. Известия вузов. 1980. № 5. С. 121–126.
19. Руденко, А. И. Исследование контактного термического сопротивления в биметаллических трубах со спирально-накатным оребрением / А. И. Руденко, А. П. Нищик // Промышленная теплотехника. 2009. Т. 31, № 5. С. 15–19.
20. Аппараты воздушного охлаждения. Общие технические требования: ГОСТ Р 51364–99. М.: Изд-во стандартов, 2000. 66 с.
21. Примеры расчетов нестандартизированных эффективных теплообменников / В. Б. Кунтыш [и др.]. СПб.: Недра, 2000. 300 с.

REFERENCES

1. Shmerkovich V. M. (1971) *Air Cooling Apparatuses Implementation in Design of Refineries and Petrochemical Plants*. Moscow, CRIITERpetrochem. 112 (in Russian).
2. Kiselev B. D., Gun R. B., L'vova A. I., Bondarenko B. I. (ed.) (1983) *Album of Technological Schemes of Oil and Gas Processing*. Moscow, Khimiya Publ. 128 (in Russian).
3. Mil'man O. O., Federov V. A., Lavrov V. I., Demochkin V. A., Gerasimov A. V., Serezhkin N. I., Khochkin I. A. (1998) Air Condensers for Steam Turbine Units of Low and Medium Power. *Teplotenergetika = Thermal Engineering*, (1), 35–39 (in Russian).
4. Kuntysh V. B., Kuznetsov N. M. (1992) *Thermal and Aerodynamic Calculations of Finned Air-Cooling Heat Exchangers*. Saint-Petersburg, Energoatomizdat Publ. 280 (in Russian).
5. Malanichev V. A., Miatov O. L., Tipailov A. M. (2004) Development and Modernization of Ventilator Units of Air Cooling Apparatuses. *Khimicheskaya Tekhnika* [Chemical Engineering], (2), 12–27 (in Russian).
6. Bessonnyi A. N., Dreitser G. A., Kuntysh V. B. [et al.] (1996) *Fundamentals of Calculation and Design of Air Cooling Heat Exchangers*. Saint-Petersburg, Nedra Publ. 512 (in Russian).
7. Legkii V. M., Tupitsyn Yu. K., Pis'menniy E. N. (1978) Effect of Step Ratio on Heat Transfer and Aerodynamic Resistance of the Staggered Transversally Washed Bundles of Spirally Finned Tubes. *Teplotobmen v Energeticheskikh Ustanovkakh: Sbornik [Heat Exchange in Power Plants: Collection]*. Kiyv, Naukova Dumka Publ., 78–82 (in Russian).
8. Yudin V. F. (1982) *Heat Exchange of Transversely Finned Tubes*. Leningrad, Mashinostroenie Publ. 189 (in Russian).
9. Zhukauskas A. A. (1982) *Convective Transfer in Heat Exchangers*. Moscow, Nauka Publ. 472 (in Russian).
10. Pis'menniy E. N. (2004) *Heat Transfer and Aerodynamics of Packages of Transversely Finned Tubes*. Kiyv, Al'terpress Publ. 244 (in Russian).
11. Wierman C. (1976) Correlation Ease the Selection of Finned Tubes. *Oil and Gas*, 74 (36), 94–100.
12. Piir A. E. (1999) *Research and Development of Energy-and-Material-Saving Designs of Air Heaters*. Arkhangelsk. 40 (in Russian).
13. Kuntysh V. B., Dudarev V. V., Sukhotsky A. B., Volodin V. I. (2014) Results of Investigations on Thermal Characteristics of Air Heater Bundle Made of Bimetallic Finned Tubes. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, (1), 48–56 (in Russian).
14. Lapin A., Schurig W. F. (1959) Heat Transfer Coefficient for Finned Exchangers. *Industrial & Engineering Chemistry*, 51 (8), 941–944. <https://doi.org/10.1021/ie50596a038>.
15. Zozulya N. V. (1965) The Study of Heat Transfer Through the Rows of the Staggered Bundles of Aluminum Spirally and Knurlly Finned Tubes. *Khimicheskaya Promyshlennost' Ukrainy* [Chemical Engineering of the Ukraine], (5), 29–31 (in Russian).
16. Kuntysh V. B., Iokhvedov F. M. (1977) Experimental Study of Local Heat Transfer Coefficients of Spirally Finned Tubes Arranged in Transversely Flown Finned Bundles. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii Ministerstva Vysshego i Srednego spetsial'nogo Obrazovaniya SSSR*. [Energetics. Higher Educational Institutions of the Ministry of Higher and Secondary Special Education of the USSR], (1), 105–110 (in Russian).
17. Kuntysh V. B., Iokhvedov F. M. (1979) Influence of the Number of Rows and Arrangement of a Cross-Flown Ribbed Bundle on the Local Heat Transfer of the Last Rows. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii Ministerstva Vysshego i Srednego Spetsial'nogo Obrazovaniya SSSR*. [Energetics. Higher Educational Institutions of the Ministry of Higher and Secondary Special Education of the USSR], (3), 58–59 (in Russian).
18. Kuntysh V. B., Piir A. E., Fedotova L. M. (1980) The Study of Contact Thermal Resistance of Bimetallic Finned Tubes of Air Cooling Apparatuses. *Forestry Journal. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii "Lesnoi Zhurnal" = Bulletin of Higher Educational Institutions*, (5), 121–126 (in Russian).
19. Rudenko A. I., Nishchik A. P. (2009) The Study of Contact Thermal Resistance in Bimetal Spirally and Knurlly Finned Tubes. *Promyshlennaya Teplotekhnika = Industrial Heat Engineering*, 31 (5), 15–19 (in Russian).
20. State Standard R 51364–99. *Air Coolers. General Technical Requirements*. Moscow, Standards Publishing, 2000. 66 (in Russian).
21. Kuntysh V. B., Bessonnyi A. N., Dreitser G. A., Egorov I. F. (2000) *Examples of Calculations of Non-Standardized Efficient Heat Exchangers*. Saint-Petersburg, Nedra Publ. 300 (in Russian).

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-280-292>

УДК 66.040:519.6:666.97.035

Дискретная оптимизация программно управляемых режимов тепловой обработки бетонных изделий в теплотехнологических установках

А. М. Нияковский¹⁾, В. Н. Романюк²⁾, Ю. В. Яцкевич²⁾, А. Н. Чичко²⁾

¹⁾Полоцкий государственный университет (Новополоцк, Республика Беларусь),

²⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республик Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. В статье рассмотрен метод оценки режимов работы теплотехнологических установок, используемых для тепловой обработки бетонных изделий в условиях программно управляемого подвода теплоты вида «нагрев – изотермическая выдержка – охлаждение». Метод основан на численном решении нестационарного уравнения теплопроводности, дополненного уравнениями, описывающими процесс гидратации бетонного изделия, и включает систему начальных и граничных условий для его пространственной структуры. Он позволяет построить табулированные функции температуры и степени гидратации от времени тепловой обработки в любой точке 3D-изделия. Представлен математический аппарат для расчета функциональных зависимостей процесса гидратации бетона в теплотехнологических установках с программно нагреваемой средой. Применительно к симметричному изделию выполнены расчеты процесса гидратации бетона в опалубке. Проведен численный анализ поведения функций, моделирующих режим подвода теплоты в зависимости от времени обработки бетонного изделия, основанный на расчете градиента температур по минимальному сечению изделия. Показано, что максимальная скорость процесса гидратации в твердеющем бетонном изделии достигается при наибольшем времени изотермической выдержки. При этом с увеличением продолжительности нагрева изделия снижается величина максимума скорости гидратации. Развиваемый метод оценки режимов тепловой обработки бетонных изделий позволяет определить параметры, необходимые для расчета количества полезной теплоты, минимально необходимой для тепловой обработки бетонных изделий с пространственно распределенными параметрами. Предлагаемый метод применим для расчета температурных полей и степени гидратации в изделиях со сложной геометрией, помещенных в программно нагреваемую среду теплотехнологических промышленных установок для ускоренной гидратации бетонов, а также позволяет производить проверочные вычисления перед назначением режимов подачи теплоты к обрабатываемым изделиям.

Ключевые слова: теплотехнические установки, твердение бетона, математическое моделирование, температурное поле, нестационарное уравнение теплопроводности, методы исследований, энергосбережение

Для цитирования: Дискретная оптимизация программно управляемых режимов тепловой обработки бетонных изделий в теплотехнологических установках / А. М. Нияковский [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 3. С. 280–292. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-280-292>

Адрес для переписки

Романюк Владимир Никанорович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2
220013, г. Минск, Республика Беларусь,
Тел.: +375 17 293-92-16
pte@bntu.by

Address for correspondence

Romanuk Vladimir N.
Belarusian National Technical University
65/2 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-92-16
pte@bntu.by

Discrete Optimization of Software-Controlled Modes of Heat Treatment of Concrete Products in Heat-Technological Facilities

A. M. Niyakovskii¹⁾, V. N. Romaniuk²⁾, Yu. V. Yatskevich²⁾, A. N. Chichko²⁾

¹⁾Polotsk State University (Novopolotsk, Republic of Belarus),

²⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. In the article the technique of an assessment of modes of operation of the heat engineering equipment used for heat treatment of concrete products in the conditions of program-controlled heat supply according to the pattern of “heating – isothermal influence – cooling” has been developed. The method is based on the numerical solution of a non-stationary heat equation supplemented by equations describing the hydration process of a concrete product; also, it includes a system of initial and boundary conditions for its spatial structure. The method makes it possible to create tabulated functions of temperature and the degree of hydration of the time of heat treatment in any point of a 3D-product. The mathematical tools for calculating the functional dependencies of concrete hydration equipment with software-heated environment are presented. Numerical calculations of the concrete hydration process in the formwork are performed with respect to the symmetrical object. Based on the calculation of the temperature gradient across the minimal cross section of the product, a numerical analysis of the functions modeling heat supply mode depending on the processing time of a concrete product has been fulfilled. It is demonstrated that the maximum speed of the hydration process in a concrete product hardening is achieved at the maximum of time lag of isothermal cure. Additionally, with an increase in the duration of the product heating, the value of the maximum hydration rate decreases. It is concluded that the method of assessing the mode of heat treatment of concrete products being developed makes it possible to determine parameters for the calculation of the minimal useful heat required for the heat treatment of concrete products with spatially distributed parameters. The proposed method is applicable to calculate the temperature fields and the extent of hydration in the products of any geometric shape and volume in a software-controlled heating environment of industrial facilities for the accelerated hydration of concrete, and also affords the possibility of preliminary calibration prior to the assignment of relevant heat supply modes to the products being processed.

Keywords: thermal technological equipment, concrete hardening, mathematical modeling, temperature field, non-stationary equation of heat conductivity, research methods, energy saving

For citation: Niyakovskii A. M., Romaniuk V. N., Yatskevich Yu. V., Chichko A. N. (2019) Discrete Optimization of Software-Controlled Modes of Heat Treatment of Concrete Products in Heat-Technological Facilities. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (3) 280–292. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-280-292> (in Russian)

Введение

Повышение энергетической эффективности режимов работы теплотехнологических установок, используемых для ускоренного твердения бетонных изделий, является важнейшей задачей промышленной теплоэнергетики [1–3]. Чтобы оптимизировать энергетические затраты на технологию ускоренного получения бетонных изделий, необходимо произвести выбор оптимального режима подвода теплоты к изделиям в период их тепловой обработки. Такая задача имеет теоретическое и практическое значение и состоит в определении наилучшего сочетания параметров «температура – время» при тепловой обработке вида «нагрев поверхности бетонного изде-

лия – изотермическая выдержка – охлаждение поверхности бетонного изделия». Особенность решения такой задачи состоит в том, что, кроме тепловых параметров обработки, необходимо учитывать процессы гидратации, существенно влияющие на прочностные качества изделий. С одной стороны, программируя скорость нагрева поверхности изделия, длительность периода изотермической выдержки и продолжительность охлаждения, мы задаем режим эволюции степени гидратации в каждой пространственной точке изделия. С другой стороны, изменяя режим тепловой обработки, можно снизить энергетические затраты на производство бетонных изделий.

Известно, что отыскание наилучших режимов тепловой обработки бетона может осуществляться с помощью теплофизической модели [4, 5], включающей параметры режима тепловой обработки и геометрию бетонного тела, обладающего определенным набором теплофизических характеристик. Проведенный анализ литературных данных показал, что в настоящее время не существует общепринятой теплофизической модели процесса твердения бетонного изделия с произвольной геометрией [6–9], которая могла бы применяться для определения оптимальной потребности в теплоте, затрачиваемой на тепловую обработку в промышленных условиях.

В то же время оптимизация энергетических тепловых режимов с использованием эмпирического метода проб и ошибок требует значительных материальных и временных ресурсов, что в условиях современного производства экономически не оправдано. Содержащиеся в известных работах наборы эмпирических зависимостей включают большое количество получаемых опытным путем констант, что снижает эффективность этого метода, особенно для изделий со сложной трехмерной геометрией [10–14].

Цель исследований авторов – разработка теплофизической модели функционирования теплотехнологического оборудования и ее анализ с помощью метода конечных элементов для выбора оптимальных режимов программно управляемого подвода теплоты при тепловой обработке бетонных изделий в промышленных установках ускоренной гидратации с целью минимизации энергетических затрат. Развиваемый метод отличается от известных [3, 10, 12, 13, 15] особенностями теплофизического описания процесса гидратации и численной реализацией метода конечных элементов применительно к расчету эволюции процесса твердения бетонного изделия.

Для достижения указанной цели в качестве тестового объекта выбрано изделие в форме куба, что позволило за счет симметрии исключить влияние особенностей 3D-геометрии на эволюцию степени гидратации. Отметим, что ограничений для применения описанного ниже математического аппарата к объектам со сложной 3D-геометрией нет.

В расчетах использованы режимы программно управляемого подвода теплоты, представленные в табл. 1. Из табл. 1 видно, что суммарное время тепловой обработки изделия было одинаковым для всех режимов и равнялось 15 ч. Температура изотермической выдержки изделия принята 85 °С.

Таблица 1

**Параметры режимов программно управляемого подвода теплоты,
 использованные в исследовании**

The parameters of software-controlled heat supply modes used in the study

| Номер режима | Время, ч | | |
|--------------|----------|----------------------------|------------|
| | нагрева | изотермической выдержки | охлаждения |
| P_1 | 0 | 10 | 5 |
| P_2 | 1 | 9 | 5 |
| P_3 | 2 | 8 | 5 |
| P_4 | 3 | 7 | 5 |
| P_5 | 4 | 6 | 5 |
| P_6 | 5 | 5 | 5 |

Состав используемой при математическом моделировании бетонной смеси и теплофизические характеристики бетона отвечали следующим массовым соотношениям: Ц:П:Щ = 1:1,76:2,98; В/Ц = 0,4, где Ц, П, Щ, В – удельные расходы соответственно цемента, песка, щебня, воды в расчете на 1 м³ получаемой бетонной смеси, кг/м³. Использовался портландцемент марки М400-Д20 с удельным расходом Ц = 350 кг/м³.

Плотность бетонной смеси составила: $\rho_6 = \text{Ц} + \text{П} + \text{Щ} + \text{В} = 350 + 616 + 1043 + 140 = 2149 \text{ кг/м}^3$. Удельная теплоемкость бетона в сухом состоянии принята 840 Дж/(кг·К). С учетом этого средняя удельная теплоемкость свежееотформованного бетонного изделия

$$c_6 = \frac{840 \cdot (\text{Ц} + \text{П} + \text{Щ}) + 4190\text{В}}{\text{Ц} + \text{П} + \text{Щ} + \text{В}} = 1058 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Максимальное тепловыделение (теплота гидратации) заложенного в расчетную модель цемента М400 составляет $Q_{\max} = 418,7 \text{ кДж/кг}$. Зависимость теплоты гидратации от времени и температуры принята в виде экспериментально полученной функции $Q(T, \tau)$, приведенной в [16].

**Математический аппарат
 для расчета процесса твердения бетона**

В качестве основной формулы для расчета изменения температуры и степени гидратации использовалось уравнение теплопроводности, в котором учтено тепловыделение, возникающее при гидратации цемента:

$$\frac{\partial T(x, y, z, \tau)}{\partial \tau} = \frac{1}{c_6 \rho_6} \left(\text{Ц} \cdot P_q(Q(x, y, z, \tau), T(x, y, z, \tau)) + \right. \\ \left. \frac{\partial \left(\lambda(H(x, y, z, \tau), T(x, y, z, \tau)) \frac{\partial T(x, y, z, \tau)}{\partial x} \right)}{\partial x} + \right.$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{\partial \left(\lambda(H(x, y, z, \tau), T(x, y, z, \tau)) \frac{\partial T(x, y, z, \tau)}{\partial y} \right)}{\partial y} + \\
 & \left. + \frac{\partial \left(\lambda(H(x, y, z, \tau), T(x, y, z, \tau)) \frac{\partial T(x, y, z, \tau)}{\partial z} \right)}{\partial z} \right), \quad (1)
 \end{aligned}$$

где τ – время тепловой обработки бетона; x, y, z – декартовы координаты рассматриваемой точки; $T(x, y, z, \tau)$ – температура бетона в точке с координатами (x, y, z) в момент времени τ , °C; ρ_b – плотность бетона, кг/м³; c_b – удельная теплоемкость бетона, Дж/(кг·K); Π – удельный расход цемента в бетоне, кг/м³; $Q(x, y, z, \tau)$ – удельная теплота гидратации цемента в точке с координатами (x, y, z) на момент времени τ , Дж/кг; $\lambda(H, T)$ – теплопроводность бетона, зависящая от степени его гидратации и температуры, Дж/(м·K); $H(x, y, z, \tau) = Q(x, y, z, \tau)/Q_{\max}$ – коэффициент (степень) гидратации цемента в точке с координатами (x, y, z) к моменту времени τ ; Q_{\max} – максимальное тепловыделение вследствие гидратации цемента, Дж/кг; $P_q(Q, T)$ – удельная мощность тепловыделения при гидратации цемента, Вт/кг, определяемая по формуле

$$\begin{aligned}
 P_q(Q, T) &= \frac{\partial Q(T, \tau_{\text{пр}}(Q, T))}{\partial \tau} \approx \\
 &\approx \frac{Q(T, \tau_{\text{пр}}(Q, T) + \Delta\tau) - Q(T, \tau_{\text{пр}}(Q, T))}{\Delta\tau}, \quad (2)
 \end{aligned}$$

Q – удельные тепловыделения вследствие гидратации цемента к заданному моменту времени, Дж/кг; $Q(T, \tau)$ – заданная функция тепловыделения цемента в зависимости от времени и температуры тепловой обработки, Дж/кг; $\tau_{\text{пр}}(Q, T)$ – приведенное время гидратации цемента, являющееся функцией обратной функции тепловыделений $Q(T, \tau)$ при фиксированном значении температуры бетона $T_{\text{fix}} = T(\tau_{\text{пр}}(Q, T)) = 1/Q(T, Q)$, равно продолжительности твердения бетона в естественных температурных условиях, в течение которой достигается такая же степень гидратации, что и при фактической температуре T ускоренной тепловой обработки, с; $\Delta\tau$ – шаг времени моделирования процесса твердения, с.

Распределение тепловыделения в каждой точке внутреннего пространства бетонного изделия принято аналогичным распределению в бетонном теле степени (коэффициента) гидратации

$$\frac{\partial Q(x, y, z, \tau)}{\partial \tau} = Q_{\max} \frac{\partial H(x, y, z, \tau)}{\partial \tau}. \quad (3)$$

Степень (коэффициент) гидратации вычислялась как функция тепловыделений в данной точке пространства бетонного изделия

$$Q_{\max} \frac{\partial H(x, y, z, \tau)}{\partial \tau} = P_q(Q(x, y, z, \tau), T(x, y, z, \tau)). \quad (4)$$

Эволюция температуры в пределах трехмерного пространства стальной опалубки определялась на основании уравнения теплопроводности

$$\begin{aligned} & \frac{\partial T(x, y, z, \tau)}{\partial \tau} = \\ & = \frac{\lambda_{\text{ст}}}{c_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}}} \left(\frac{\partial^2 T(x, y, z, \tau)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z, \tau)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z, \tau)}{\partial z^2} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

где x, y, z – декартовы координаты рассматриваемой точки; $T(x, y, z, \tau)$ – температура в точке с координатами (x, y, z) в момент времени τ ; τ – время тепловой обработки, с; $\lambda_{\text{ст}}, c_{\text{ст}}, \rho_{\text{ст}}$ – теплопроводность (44,5 Вт/(м·К)), удельная теплоемкость (475 Дж/кг) и плотность стали (7850 кг/м³).

Начальные и граничные условия для математической модели поверхности «бетон – среда тепловой обработки» приняты в соответствии с уравнениями:

$$\begin{cases} T(x, y, z, 0) = 20 \text{ }^\circ\text{C, для } (x, y, z) \in \Omega_1 \cup \Omega_2 \cup \Omega_3; \\ Q(x, y, z, 0) = 0 \text{ Дж/кг, для } (x, y, z) \in \Omega_1; \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} -\lambda(H(x, y, z, \tau), T(x, y, z, \tau)) \frac{\partial T(x, y, z, \tau)}{\partial i} \Big|_{(x, y, z) \in \Omega_1 \cap \Omega_3} &= \\ &= \alpha \left(T(x, y, z, \tau) \Big|_{(x, y, z) \in \Omega_1 \cap \Omega_3} - T_{\text{cp}}(\tau) \right), \end{aligned} \quad (7)$$

где $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3$ – область точек пространства бетонного изделия, опалубки и греющей среды; α – коэффициент теплоотдачи, соответствующий конвективному теплообмену в воздушной среде (принимался $\alpha = 20$ Вт/(м²·К)); ∂i – это либо ∂x , либо ∂y , либо ∂z согласно ориентации соответствующей границы в пространстве декартовых координат.

Граничные условия на поверхности «опалубка – среда тепловой обработки» и «опалубка – бетон» определены следующим образом:

$$-\lambda_{\text{ст}} \frac{\partial T(x, y, z, \tau)}{\partial x} \Big|_{(x, y, z) \in \Omega_2 \cap \Omega_3} = \alpha \left(T(x, y, z, \tau) \Big|_{(x, y, z) \in \Omega_2 \cap \Omega_3} - T_{\text{cp}}(\tau) \right); \quad (8)$$

$$\lambda(H(x, y, z, \tau), T(x, y, z, \tau)) \frac{\partial T(x, y, z, \tau)}{\partial i} \Big|_{(x, y, z) \in \Omega_1 \cap \Omega_3} = \lambda_{\text{ст}} \frac{\partial T(x, y, z, \tau)}{\partial i} \Big|_{(x, y, z) \in \Omega_3 \cap \Omega_1}. \quad (9)$$

Коэффициент теплопроводности бетона $\lambda(H, T)$ в зависимости от степени (коэффициента) гидратации и температуры в каждой точке пространства, а также от водоцементного отношения, влажности и плотности бетона принят на основе данных, приведенных в [17, 18].

При выполнении численных расчетов для сходимости модели, представленной уравнениями (1)–(9), использовали 238328 расчетных сеточных элементов, причем шаг по времени моделирования был принят равным 0,25 с при размере сеточного элемента 0,005 м.

Математически условие изменения температуры тепловой среды было задано табулированной функцией (табл. 2).

Таблица 2

Режимы программно управляемого подвода теплоты, использованные при численном моделировании P_i (i – номер режима, соответствующий табл. 1)

Software-controlled heat supply modes utilized in the numerical simulation P_i (i – mode number corresponding to tab. 1)

| τ, c | $T(P_1), ^\circ C$ | $T(P_2), ^\circ C$ | $T(P_3), ^\circ C$ | $T(P_4), ^\circ C$ | $T(P_5), ^\circ C$ | $T(P_6), ^\circ C$ |
|-----------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 0 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 |
| 1200 | 85 | 41,666 | 30,831 | 27,224 | 25,42 | 24,330 |
| 2400 | 85 | 63,328 | 41,670 | 34,444 | 30,84 | 28,661 |
| 3600 | 85 | 85 | 52,509 | 41,658 | 36,26 | 32,993 |
| 4800 | 85 | 85 | 63,349 | 48,873 | 41,68 | 37,333 |
| 6000 | 85 | 85 | 74,189 | 56,087 | 47,100 | 41,673 |
| 7200 | 85 | 85 | 85 | 63,301 | 52,520 | 46,012 |
| 8400 | 85 | 85 | 85 | 70,516 | 57,939 | 50,352 |
| 9600 | 85 | 85 | 85 | 77,730 | 63,361 | 54,691 |
| 10800 | 85 | 85 | 85 | 85 | 68,780 | 59,031 |
| 12000 | 85 | 85 | 85 | 85 | 74,200 | 63,371 |
| 13200 | 85 | 85 | 85 | 85 | 79,620 | 67,695 |
| 14400 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 72,016 |
| 15600 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 76,337 |
| 16800 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 80,658 |
| 18000 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 19200 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 20400 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 21600 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 22800 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 24000 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 25200 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 26400 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 27600 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 28800 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |

Окончание табл. 2

| τ, c | $T(P_1), ^\circ C$ | $T(P_2), ^\circ C$ | $T(P_3), ^\circ C$ | $T(P_4), ^\circ C$ | $T(P_5), ^\circ C$ | $T(P_6), ^\circ C$ |
|-----------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| 30000 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 31200 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 32400 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 33600 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 34800 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 | 85 |
| 36000 | 85 | 84,999 | 84,999 | 84,999 | 84,999 | 84,999 |
| 37200 | 80,681 | 80,678 | 80,678 | 80,678 | 80,678 | 80,678 |
| 38400 | 76,360 | 76,357 | 76,357 | 76,357 | 76,357 | 76,357 |
| 39600 | 72,039 | 72,035 | 72,035 | 72,035 | 72,035 | 72,035 |
| 40800 | 67,718 | 67,714 | 67,714 | 67,714 | 67,714 | 67,714 |
| 42000 | 63,394 | 63,390 | 63,390 | 63,390 | 63,390 | 63,390 |
| 43200 | 59,054 | 59,050 | 59,050 | 59,050 | 59,050 | 59,050 |
| 44400 | 54,714 | 54,711 | 54,711 | 54,711 | 54,711 | 54,711 |
| 45600 | 50,375 | 50,371 | 50,371 | 50,371 | 50,371 | 50,371 |
| 46800 | 46,035 | 46,032 | 46,032 | 46,032 | 46,032 | 46,032 |
| 48000 | 41,696 | 41,692 | 41,692 | 41,692 | 41,692 | 41,692 |
| 49200 | 37,356 | 37,352 | 37,352 | 37,352 | 37,352 | 37,352 |
| 50400 | 33,016 | 33,013 | 33,013 | 33,013 | 33,013 | 33,013 |
| 51600 | 28,684 | 28,680 | 28,680 | 28,680 | 28,680 | 28,680 |
| 52800 | 24,353 | 24,350 | 24,350 | 24,350 | 24,350 | 24,350 |
| 54000 | 20,023 | 20,019 | 20,019 | 20,019 | 20,019 | 20,019 |
| 55200 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 |

Результаты численного расчета

Для характеристики и оценки процесса теплопереноса от греющих элементов устройства ускоренной гидратации к бетонному изделию, подвергаемому тепловой обработке, была введена тепловая функция $\Delta T_{P_i}(\tau) = T_{P_i}(\tau) - TA_{P_i}(\tau)$, где $T_{P_i}(\tau)$ – функция температуры i -го режима подвода теплоты от времени тепловой обработки; $TA_{P_i}(\tau)$ – функция температуры от времени в геометрическом центре кубического изделия для соответствующего режима P_i . По физическому смыслу тепловая функция $\Delta T_{P_i}(\tau)$ характеризует временную динамику разности температур между температурой нагревателя (граница) и центральной точкой бетонного изделия для режима P_i .

Полученные на основе (1)–(9) расчетные зависимости функции $\Delta T(\tau)$ для различных режимов обработки кубического изделия размерами $0,30 \times 0,30 \times 0,30$ м с координатами в центре $A(0,15; 0,15; 0,15)$ в зависимости от времени обработки представлены на рис. 1.

Как видно из рис. 1, функция $\Delta T(\tau)$ имеет максимум, который соответствует моменту перехода режима подвода теплоты от периода нагрева к периоду изотермической выдержки.

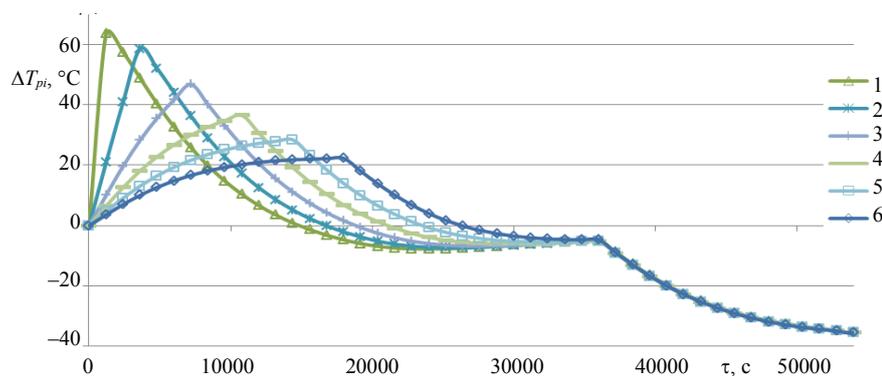


Рис. 1. Зависимость разности температур между температурой нагревателя и температурой в точке с координатами $A(0,15; 0,15; 0,15)$ от времени тепловой обработки кубического изделия размерами $0,30 \times 0,30 \times 0,30$ м:
1 – режим P_1 ; 2 – P_2 ; 3 – P_3 ; 4 – P_4 ; 5 – P_5 ; 6 – режим P_6

Fig. 1. Dependence of temperature differences between the temperature of the heater and the temperature at the point with coordinates $A(0,15; 0,15; 0,15)$ on the time of heat treatment of a cubic product of the size of $0,30 \times 0,30 \times 0,30$ m:
1 – mode P_1 ; 2 – P_2 ; 3 – P_3 ; 4 – P_4 ; 5 – P_5 ; 6 – mode P_6

Отметим, что для режимов, указанных в табл. 2, функция $\Delta T(\tau)$ принимает разный вид, что также следует из рис. 1. Причем из приведенного расчета можно видеть, что чем короче продолжительность изотермической выдержки и соответственно длиннее фазы нагрева, тем больше максимум функции ΔT_{pi} смещен вправо по времени тепловой обработки. Максимальные значения функции $\Delta T_{pi}(\tau)$ наблюдаются для режима № 1, обеспечивающего тепловую обработку при максимальной продолжительности изотермической выдержки и минимальном времени перехода «нагрев – изотермическая выдержка». В частности, согласно рис. 1, для других режимов подвода теплоты по мере сокращения времени изотермической выдержки градиент скорости в сечении изделия уменьшается.

На основании полученных данных можно количественно оценить тепловые эффекты, обусловленные заданным законом подвода теплоты к изделию, подвергаемому тепловой обработке, с учетом экзотермических эффектов процесса гидратации цемента. Зависимости скорости изменения степени (коэффициента) гидратации $\partial H/\partial \tau$ от времени тепловой обработки изделия в форме куба размерами $0,30 \times 0,30 \times 0,30$ м в точке $A(0,15; 0,15; 0,15)$ представлены на рис. 2.

Как видно из рис. 2, скорость гидратации имеет максимум. Сравнивая эти данные с данными табл. 2, можно отметить, что этот максимум соответствует моментам перехода режима подвода теплоты от периода нагрева изделия к периоду изотермической выдержки. Причем, как следует из рис. 2, чем меньше времени затрачено на изотермическую выдержку, тем меньше величина максимума функции скорости гидратации. В интервале времени тепловой обработки $\tau = 30000\text{--}40000$ с наблюдается перегиб графика функции скорости изменения степени гидратации, связанный с переходом режима подвода теплоты в процессе тепловой обработки от периода нагрева изделия к периоду его изотермической выдержки.

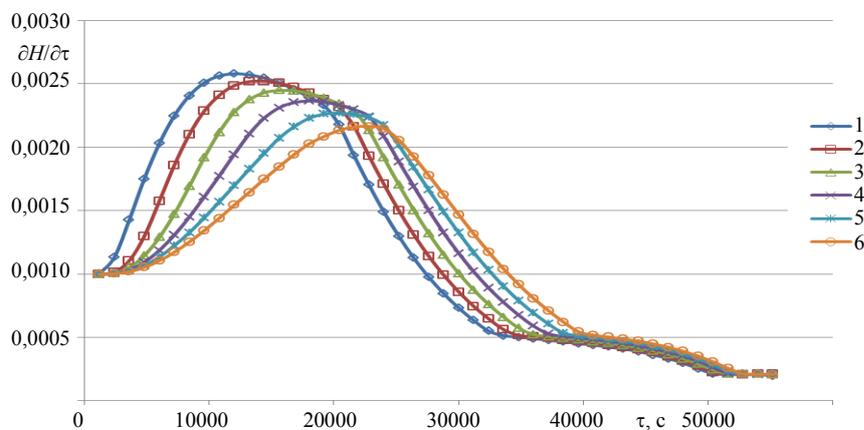


Рис. 2. Зависимость скорости изменения степени гидратации $\partial H/\partial \tau$ от времени тепловой обработки изделия в форме куба размерами $0,30 \times 0,30 \times 0,30$ м в точке $A(0,15; 0,15; 0,15)$:
 1 – режим P_1 ; 2 – P_2 ; 3 – P_3 ; 4 – P_4 ; 5 – P_5 ; 6 – режим P_6

Fig. 2. Dependence of the hydration degree $\partial H/\partial \tau$ rate change on the time of the heat treatment of a cubic product of the size of $0.30 \times 0.30 \times 0.30$ m at point $A(0.15; 0.15; 0.15)$:
 1 – mode P_1 ; 2 – P_2 ; 3 – P_3 ; 4 – P_4 ; 5 – P_5 ; 6 – mode P_6

Зависимость степени гидратации H от времени твердения кубического изделия размерами $0,30 \times 0,30 \times 0,30$ м в точке $A(0,15; 0,15; 0,15)$ показана на рис. 3. Как видно из рис. 3, функция степени гидратации $H(\tau)$, вычисленная по модели (1)–(9), увеличивается по мере течения времени тепловой обработки изделия. Причем, чем больше время изотермической выдержки, тем выше степень гидратации, что отражено на кривой 1 (рис. 3). Это соответствует особенностям протекающих в изделии физико-химических процессов.

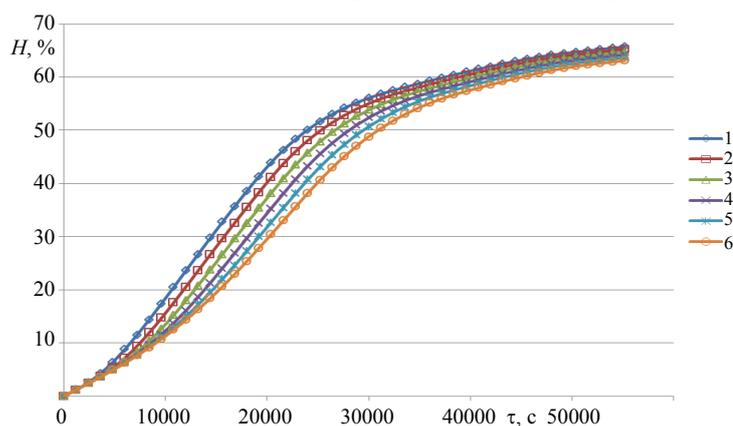


Рис. 3. Зависимость степени гидратации H от времени тепловой обработки изделия в форме куба размерами $0,30 \times 0,30 \times 0,30$ м в точке $A(0,15; 0,15; 0,15)$:
 1 – режим P_1 ; 2 – P_2 ; 3 – P_3 ; 4 – P_4 ; 5 – P_5 ; 6 – режим P_6

Fig. 3. Dependence of the hydration degree (H) on the time of heat treatment of a cubic product of the size of $0.30 \times 0.30 \times 0.30$ m at point $A(0.15; 0.15; 0.15)$:
 1 – mode P_1 ; 2 – P_2 ; 3 – mode P_3 ; 4 – P_4 ; 5 – P_5 ; 6 – mode P_6

Таким образом, задавая на входе модели (1)–(9) режим подвода теплоты к подвергаемому тепловой обработке бетонному изделию, можно количественно определять функции $H(\tau)$, $\partial H/\partial \tau$, $\Delta T(\tau)$ для различных пространственных элементов изделия. Эти функции могут быть использованы для вычисления показателей энергопотребления теплотехнологического оборудования, применяемого на промышленных предприятиях для осуществления ускоренной гидратации бетона.

ВЫВОДЫ

1. На основе разработанной теплофизической модели и заданных режимов подвода теплоты выполнен численный анализ характеристик процесса, зависящих от времени тепловой обработки бетонного изделия в теплотехнологических устройствах ускоренной гидратации бетона. Показано, что максимальная скорость процесса гидратации в твердеющем бетонном изделии достигается при максимальной продолжительности изотермической выдержки и минимальном времени перехода «нагрев – изотермическая выдержка»: чем больше время нагрева изделия, тем меньше наблюдаемый максимум скорости гидратации.

2. Предлагаемый метод оценки позволяет оптимизировать режимы подвода теплоты к бетонному изделию на дискретном множестве заданных режимов при заданной целевой функции полезного объема тепловой энергии, необходимой для производства бетонных изделий с пространственно распределенными параметрами.

3. Метод применим для расчета характеристик процесса гидратации для изделий любой геометрической формы и объемов, помещенных в программно нагреваемую среду теплотехнологических промышленных установок для ускоренной гидратации бетонов.

ЛИТЕРАТУРА

1. К вопросу развития энергообеспечения промышленных теплотехнологий и систем теплоснабжения в Беларуси / Б. М. Хрусталева [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2014. № 6. С. 31–47.
2. Романюк, В.Н. Основы эффективного энергоиспользования на производственных предприятиях дорожной отрасли / В. Н. Романюк, В.Н. Радкевич, Я.Н. Ковалев. Минск: Технопринт, 2001. 292 с.
3. Бибик, М. С. Об энергосберегающих режимах тепловой обработки бетонных и железобетонных изделий / М. С. Бибик, В. В. Бабицкий // Строительная наука и техника. 2010. № 4. С. 55–59.
4. Федосов, С. В. Применение методов математической физики для моделирования массо- и энергопереноса в технологических процессах строительной индустрии / С. В. Федосов, А. М. Ибрагимов, А. В. Гуцин // Строительные материалы. 2008. № 4. С. 65–67.
5. Modelling of Heat of Hydration for Thick Concrete Constructions – a Note / В. Kuriakose [et al.] // Journal of Structural Engineering. 2015. Vol. 42, No 4. P. 348–357.
6. Моделирование набора прочности бетоном при гидратации цемента / С. В. Федосов [и др.] // Строительные материалы. 2011. № 11. С. 38–41.

7. Ушеров-Маршак, А. В. Информационная технология бетона ускоренного твердения / А. В. Ушеров-Маршак, А. Г. Синякин // Бетон и железобетон. 1994. № 6. С. 2–4.
8. Evaluation of the Maturity Method to Estimate Concrete Strength in Field Applications: Research Report [Electronic resource] / J. M. Nixon [et al.] // Highway Research Center and Department of Civil Engineering at Auburn University. 2008. Mode of access: <http://www.eng.auburn.edu/files/centers/hrc/930-590-2.pdf>. Date of access: 14.12.2018.
9. Сороговец, И. Б. Многочисленные решения в задачах управления нагревом твердых тел / И. Б. Сороговец, Э. И. Гончаров, В. Б. Артемьев // Инженерно-физический журнал. 2000. Т. 73, № 5. С. 889–893
10. Бабицкий, В. В. Элементы проектирования режима тепловлажностной обработки бетона / В. В. Бабицкий, Н. В. Суходоева // Перспективы развития новых технологий в строительстве и подготовке инженерных кадров Республики Беларусь: сб. тр. XV Междунар. науч.-метод. сем. Новополоцк, 2008. С. 139–143.
11. Бабицкий, В. В. Прогнозирование характеристик твердеющего тяжелого бетона / В. В. Бабицкий, С. Д. Семенюк, М. С. Бибик // Ресурсоэкономный матеріали, конструкції, будівлі та споруди: збір. наук. праць. Вип. 18. Рівне, 2009. С. 3–12.
12. Ушеров-Маршак, А. В. «Термобет-М» – информационная технология монолитного бетона / А. В. Ушеров-Маршак, Ю. Б. Гиль, А. Г. Синякин // Бетон и железобетон. 2000. № 4. С. 2–5.
13. Аксенчик, К. В. Совершенствование тепловой работы пропарочных камер для тепловлажностной обработки железобетонных изделий / К. В. Аксенчик. Иваново, 2014. 20 с.
14. Подгорнов, Н. И. Математическая формулировка задачи определения температуры бетона при термообработке в гелиокамерах типа «горячего ящика» / Н. И. Подгорнов, Д. Д. Коротеев // Вестник РУДН. Сер. Инженерные исследования. 2014. № 1. С. 131–135.
15. Батяновский, Э. И. Эффективность и проблемы энергосберегающих технологий цементного бетона / Э. И. Батяновский, Е. И. Иванова, Р. Ф. Осос // Строительная наука и техника. 2006. № 3. С. 7–17.
16. Марьямов, Н. Б. Тепловая обработка изделий на заводах сборного железобетона (процессы и установки) / Н. Б. Марьямов. М.: Стройиздат, 1970. 272 с.
17. Александровский, С. В. Расчет бетонных и железобетонных конструкций на изменения температуры и влажности с учетом ползучести бетона / С. В. Александровский. М.: НИИЖБ, 2004. 712 с.
18. Красулина, Л. В. Структурные и теплофизические свойства твердеющего бетона / Л. В. Красулина // Наука и техника. 2012. № 2. С. 29–34.

Поступила 21.01.2019 Подписана в печать 26.03.2019 Опубликована онлайн 30.05.2019

REFERENCES

1. Khroustalev B. M., Romaniuk V. N., Sednin V. A., Bobich A. A., Muslina D. B., Bubyg T. V. (2014) To the Subject of Development of Power Supply Process for Industrial Heat Technologies and Heat Supply Systems in Belarus. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, (6), 31–47 (in Russian).
2. Romanyuk V. N., Radkevich V. N., Kovalyov Ya. N. (2001) *Fundamentals of Efficient Energy Use at the Production Enterprises of the Road Industry*. Minsk, Tekhnoprint Publ. 292 (in Russian).
3. Bibik M. S., Babitskii V. V. (2010) On the Energy Saving Modes of Heat Treatment of Concrete and Reinforced Concrete Products. *Stroitel'naya Nauka i Tekhnika* [Construction Science and Technique], (4), 55–59 (in Russian).

4. Fedosov S. V., Ibragimov A. M., Gushhin A. V. (2008) Application of Methods of Mathematical Physics for Modeling of Mass and Energy Transfer in Technological Processes of the Construction Industry. *Stroitel'ny'e Materialy = Construction Materials*, (4), 65–67 (in Russian).
5. Kuriakose B., Rao B. N., Dodagoudar G. R., Venkatachalapathy V. (2015) Modelling of Heat of Hydration for Thick Concrete Constructions – a Note. *Journal of Structural Engineering*, 42 (4), 348–357.
6. Fedosov S. V., Bobylev V. I., Ibragimov A. M., Kozlov V. K., Sokolov A. M. (2011) Modeling of Concrete Strength Gain During Cement Hydration. *Stroitel'ny'e Materialy = Construction Materials*, (11), 38–41 (in Russian).
7. Usharov-Marshak A. V., Sinyakin A. G. (1994) Information Technology of Accelerated Hardening Concrete. *Beton i Zhelezobeton [Concrete and Reinforced Concrete]*, (6), 2–4 (in Russian).
8. Nixon J. M., Schindler A. K., Barnes R. W., Wade S. A. (2008) Evaluation of the Maturity Method to Estimate Concrete Strength in Field Applications: Research Report. *Highway Research Center and Department of Civil Engineering at Auburn University*. Available at: <http://www.eng.auburn.edu/files/centers/hrc/930-590-2.pdf>. (Accessed 14 December 2018).
9. Sorogovets I. B., Goncharov É. I., Artem'ev V. B. (2000) Polynomial Solutions in Problems of Controlling the Heating of Solids. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 73 (5), 889–893. <https://doi.org/10.1007/bf02681575>.
10. Babitskii V. V., Sukhodoeva N. V. (2008) The Elements of Projecting of the Regime of Thermal and Moisture Treatment of Concrete. *Perspektivy Razvitiya Novykh Tekhnologii v Stroitel'stve i Podgotovke Inzhenernykh Kadrov Respubliki Belarus': Sb. Tr. XV Mezhdunar. Nauch.-Metod. Sem. [Prospects of Development of New Technologies in Construction and Training of Engineering Personnel of the Republic of Belarus: Proceedings of XV International Scientific-and-Methodic Seminar]*. Novopolotsk, 139–143 (in Russian).
11. Babitskii V. V., Semenyuk S. D., Bibik M. S. (2009) Forecasting of Characteristics of the Hardened Heavy Concrete. *Resursoekonomii Materiali, Konstruktsii, Budivli ta Sporudi: Zbir. Nauk. Prats' [Resource-Efficient Materials, Constructions, Buildings and Structures. Collected Research Works]*. Rivno, 18, 3–12 (in Ukrainian).
12. Usharov-Marshak A. V., Gil' Yu. B., Sinyakin A. G. (2000) “Thermobet-M” Information Technology of the Monolithic Concrete. *Beton i Zhelezobeton [Concrete and Reinforced Concrete]*, (4), 2–5 (in Russian).
13. Aksenchik K. V. (2014) *Improvement of the Thermal Operation of Curing Chambers for Curing of Concrete Products*. Ivanovo. 20 (in Russian).
14. Podgornov N. I., Koroteev D. D. (2014) Mathematical Formulation of the Problem of Determining the Temperature of the Concrete During Heat Treatment in Solar Cells of a “Hot Box” Type. *Vestnik Rossiiskogo Universiteta Druzhy Narodov. Seriya: Inzhenernye Issledovaniya = RUDN Journal of Engineering Researches*, (1), 131–135 (in Russian).
15. Batyanovskii E. I., Ivanova E. I., Osos R. F. (2006) Efficiency and Problems of Energy-Saving Technologies of Cement Concrete. *Stroitel'naya Nauka i Tekhnika [Construction Science and Technique]*, (3), 7–17 (in Russian).
16. Mar'yamov N. B. (1970) *Heat Treatment of Products at the Plant of Precast Concrete (Processes and Facilities)*. Moscow, Stroiizdat Publ. 272 (in Russian).
17. Aleksandrovskii S. V. (2004) *Calculation of Concrete and Reinforced Concrete Structures for Changes in Temperature and Humidity, Taking into Account the Creep of Concrete*. Moscow, RICRC. 712 (in Russian).
18. Krasulina L. V. (2012) Structural and Thermophysical Properties of Hardening Concrete. *Nauka i Tekhnika = Science & Technique*, (2), 29–34 (in Russian).

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-293-302>

УДК 621.433.144

Оценка энергетической эффективности цикла теплового насоса со ступенчатым сжатием

С. К. Абильдинова¹⁾, Р. А. Мусабеков¹⁾, А. С. Расмухаметова¹⁾, С. В. Чичерин²⁾

¹⁾Алматинский университет энергетики и связи (Алматы, Республика Казахстан),

²⁾Омский государственный университет путей сообщения (Омск, Российская Федерация)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Мировые тенденции в области разработки и внедрения теплонасосной техники направлены на увеличение выпуска и модернизацию существующих тепловых насосов. В них экологически обосновано применение хладагентов с нулевым значением потенциала истощения озонового слоя относительно фтортрихлорметана и с минимальными значениями потенциалов глобального потепления относительно диоксида углерода. Перспективными являются теплонасосные установки со ступенчатым сжатием, а также последовательной и каскадной схемами включения, которые обеспечивают более высокую температуру теплоносителя в системе теплоснабжения. Повышение эффективности теплового насоса зависит от совершенства термодинамического цикла работы, выбора рабочего агента и качественного функционирования установки на нерасчетном температурном режиме. В статье приведены результаты исследования показателей эффективности работы тепловых насосов со ступенчатым сжатием. Сформулированы концепции применения теплового насоса с двухступенчатым сжатием рабочего агента. Выполнены экспериментальные исследования с тепловым насосом Altal GWHP26H мощностью 24,2 кВт на экологичных хладагентах R134a и R600a. Представлены результаты сравнительного расчета показателей эффективности работы одно- и двухступенчатых тепловых насосов. Рассмотрены различные схемы реализации термодинамического цикла для одно- и двухступенчатого тепловых насосов. Доказана эффективность работы двухступенчатых тепловых насосов, реализующих термодинамический цикл с переохлаждением конденсата и регенерацией теплоты пара рабочего агента. Двухступенчатый термодинамический цикл теплового насоса сопровождается минимальными потерями при дросселировании жидкого хладагента и решает проблему полезного теплоиспользования для повышения температуры нагреваемого теплоносителя для систем отопления и горячего водоснабжения. Регенерация пара рабочего агента на выходе из испарителя за счет использования регенеративного теплообменника дает также дополнительный эффект по минимизации термодинамических потерь и повышению эффективности циклов парокомпрессионных тепловых насосов в условиях больших перепадов температур в испарителе и конденсаторе.

Ключевые слова: термодинамический цикл, потенциал глобального потепления, озоноразрушающий потенциал, неазеотропный хладагент, эксплуатационный режим, эксергия

Для цитирования: Оценка энергетической эффективности цикла теплового насоса со ступенчатым сжатием / С. К. Абильдинова [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 3. С. 293–302. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-293-302>

Адрес для переписки

Абильдинова Сауле Кианбековна
Алматинский университет
энергетики и связи
ул. Байтурсынулы, 126/1,
050013, г. Алматы, Республика Казахстан
Тел.: +375 705 261-67-12
saule18kz@mail.ru

Address for correspondence

Abildinova Sayle K.
Almaty University
of Power Engineering and Telecommunications
126/1 Baitursynuly str.,
050013, Almaty, Republic of Kazakhstan
Tel.: +375 705 261-67-12
saule18kz@mail.ru

Evaluation of the Energy Efficiency of the Stage Compression Heat Pump Cycle

S. K. Abildinova¹, R. A. Musabekov¹, A. S. Rasmukhametova¹, S. V. Chicherin²

¹Almaty University of Power Engineering and Telecommunications (Almaty, Republic of Kazakhstan),

²Omsk State Transport University (Omsk, Russian Federation),

Abstract. The increase in production and modernization of existing heat pumps are global trends in the development and implementation of heat pump technology. Application of refrigerant with zero potential ozone depletion relative to fluorinetrichloromethane and minimum values of global warming potentials relative to carbon dioxide is environmentally justified in pumps. Prospective are stage compression heat pump units and, also, consecutive and cascade schemes of inclusion which provide higher temperature of the heat carrier in the system of heat supply. Improving the efficiency of the heat pump depends on the perfection of the thermodynamic cycle, on the choice of the working agent and on the quality of the operation of the unit in off-design conditions of a temperature mode. The article presents the results of a study of the performance of stage compression heat pump. The concepts of application of the heat pump of two-stage compression of the working agent are formulated. Experimental researches has been fulfilled with the use of Altal GWHP26H heat pump of 24.2 kW capacity operating on an eco-friendly refrigerants of R134a and R600a. The results of comparative calculation of performance indicators of one- and two-stage heat pumps are presented. Various schemes of realization of a thermodynamic cycle for one- and two-stage heat pumps are considered. The efficiency of two-stage heat pumps that implement thermodynamic cycle with supercooling of condensate and regeneration of steam heat of the working agent has been proved. The two-stage thermodynamic cycle of the heat pump is accompanied by minimal losses during the throttling of the liquid refrigerant, and it solves the problem of useful heat use to increase the temperature of the heated coolant for heating and hot water supply systems. Steam regeneration of the working agent at the outlet from the evaporator through the use of regenerative heat exchanger also provides the additional effect of minimization of thermodynamic losses and improving efficiency of cycles with vapor compression heat pumps in the conditions of large temperature differences in the evaporator and the condenser.

Keywords: thermodynamic cycle, global warming potential, ozone-depleting potential, non-azeotropic refrigerant, operating mode, exergy

For citation: Abildinova S. K., Musabekov R. A., Rasmukhametova A. S., Chicherin S. V. (2019) Evaluation of the Energy Efficiency of the Stage Compression Heat Pump Cycle. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (3) 293–302. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-293-302> (in Russian)

Введение

Требование продолжения комбинированной выработки тепловой и электрической энергии на пространстве стран СНГ делает приоритетными в развитии энергетической науки направления, связанные со снижением себестоимости отпускаемой тепловой и электрической энергии при их совместном производстве. Основной и одновременно наиболее экономичный путь уменьшения потребления первичных энергоресурсов – снижение потерь теплоты в системах централизованного теплоснабжения, позволяющее уменьшить себестоимость отпускаемой энергии от теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) и, как следствие, повысить их конкурентоспособность [1]. Широкомасштабное использование тепловых насосов (ТН) может стать основой энергосберегающей политики Казахстана и других стран. Из опыта большинства зарубежных государств очевидно, что увеличение количества внедренных тепловых насосов в системах теплоснабжения жилого

и промышленного секторов способствует успешному решению экономических, экологических и социальных проблем, связанных с сокращением объемов сжигаемого топлива, загрязнением окружающей среды, снижением тарифов на коммунальные услуги и созданием комфортных условий жизни и работы людей.

Применение ТН в целях отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования является альтернативой другим традиционным способам, таким как центральное водяное отопление, электрообогрев, вентиляция и др. [2–4]. Несмотря на то что возможность применения обратного термодинамического цикла Карно в отопительных и охлаждающих устройствах была выявлена достаточно давно, тепловые насосы получили широкое распространение только в последнее время [5–7].

Территория Казахстана имеет высокий потенциал для использования геотермальных источников через тепловые насосы, которые обеспечивают теплоснабжение за счет преобразования энергии низкопотенциальных тепловых источников воды и теплоты земли в высокопотенциальную теплоту для нужд потребителей тепловой энергии. Однако из-за отсутствия целого ряда нормативных документов, законодательной базы (которые облегчают реализацию решений внедрения ТН) и поддержки энергосберегающих систем со стороны государства полномасштабное внедрение ТН в Казахстане замедляется.

Основной проблемой использования парокompрессионных теплонасосных установок (ТНУ) как источника теплоты является их низкоэффективное внедрение, обусловленное неправильным выбором рабочего агента, организацией работы ТНУ на нерасчетном температурном режиме и запуском ТНУ в эксплуатацию без проведения технико-экономического расчета.

Цель исследования авторов – повышение эффективности использования парокompрессионных ТНУ, для чего должны быть выполнены следующие задачи:

- определение преимуществ теплонасосных установок с многоступенчатым сжатием на определенных рабочих хладагентах как самого перспективного теплогенерирующего оборудования;
- определение основных технико-экономических показателей, применяемых для оценки эффективности работы парокompрессионных теплонасосных установок;
- проведение технико-экономических исследований эффективности использования парокompрессионных теплонасосных установок в зависимости от свойств рабочих хладагентов, участвующих в термодинамическом цикле Карно.

В настоящее время экологически обосновано применение в тепловых насосах хладагентов третьего и четвертого поколений, не влияющих на озоновый слой атмосферы и оказывающих минимальное воздействие на глобальное потепление [8–10].

В мире намечается тенденция активного использования хладагентов четвертого поколения. Перспективным теплогенерирующим оборудованием являются теплонасосные установки с многоступенчатым сжатием, а также ТНУ с последовательной и каскадной схемами включения в системы

теплоснабжения. Последовательная и каскадная схемы включения ТНУ на озонобезопасных хладагентах рассмотрены в [11, 12]. В [9, 13] отмечена перспективность создания теплонасосных установок с двухступенчатым сжатием. В связи с этим авторы настоящей статьи расширили область разработок по исследованию эффективности циклов парокompрессионных тепловых насосов (ПКТН) со ступенчатым сжатием на определенных рабочих хладагентах. Эффективность работы ТН доказана при рассмотрении различных схем термодинамического цикла и проведении сравнительного анализа технико-экономических показателей теплонасосной установки с хладагентами R134a и R600a. Авторами статьи поставлена цель научно обосновать технико-экономические показатели работы теплового насоса со ступенчатым сжатием на реально действующей модели парокompрессионной теплонасосной установки, использующей низкопотенциальную теплоту грунта.

Методы и алгоритмы решения

Теоретические и технические решения по обоснованию эффективности термодинамического цикла позволяют добиться надежной и качественной работы теплонасосных установок. Для исследования эффективности работы парокompрессионных тепловых насосов со ступенчатым сжатием проведен сравнительный анализ различных схем термодинамического цикла (рис. 1, 2).

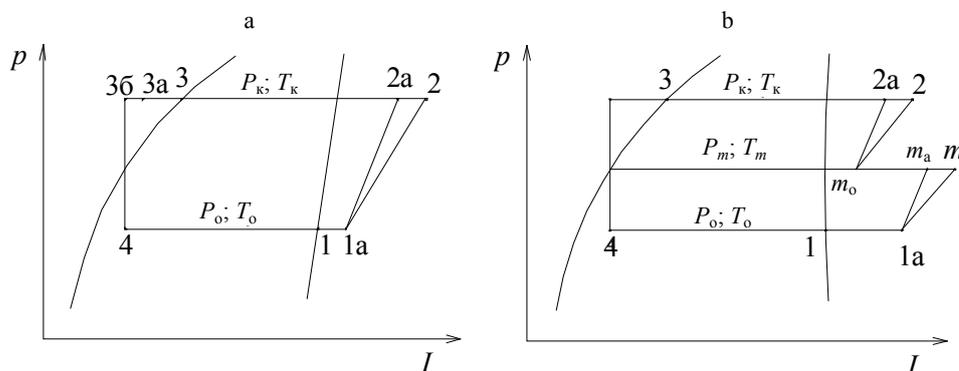


Рис. 1. Схемы термодинамических циклов парокompрессионных тепловых насосов в p - I -диаграмме: а – № 1; б – № 2

Fig. 1. Schemes of thermodynamic cycles of steam compression heat pumps in p - I -diagram: а – No 1; б – No 2

По схеме № 1 осуществляется одноступенчатое сжатие рабочего агента с однократным дросселированием при полном промежуточном охлаждении жидкого хладагента и регенерации пара жидкого хладагента. Согласно схеме № 2 происходит двухступенчатое сжатие рабочего агента и выполняются все остальные процессы, указанные в схеме № 1. По схеме № 3 осуществляется двухступенчатое сжатие рабочего агента с регенерацией пара жидкого хладагента, но без процесса переохлаждения. Схема № 4 учитывает процессы двухступенчатого сжатия, переохлаждения хладагента без регенерации пара жидкого хладагента.

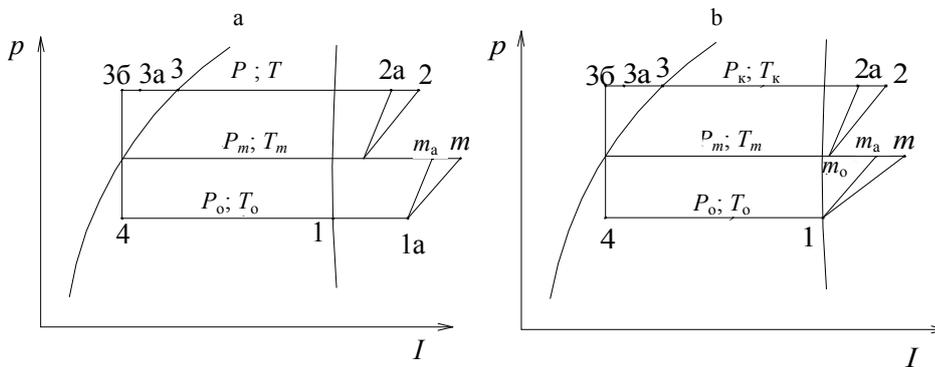


Рис. 2. Схемы термодинамических циклов парокompрессионных тепловых насосов в p - I -диаграмме: а – № 3; б – № 4

Fig. 2. Schemes of thermodynamic cycles of steam compression heat pumps in p - I -diagram: a – No 3; b – No 4

В качестве рабочего агента теплового насоса рассмотрены озонобезопасные неазеотропные хладагенты (фреоны) R134a и R600a [4, 5], позволяющие с наибольшей эффективностью осуществлять утилизацию низкопотенциальной теплоты и в то же время уменьшить вредное влияние на окружающую среду.

Термодинамический расчет проведен на основе опытных данных, полученных на парокompрессионном тепловом насосе марки Altal 26 UA производства ООО «ТеплоСпектр-М», конструкция которого содержит все элементы принципиальной схемы, показанной на рис. 3. Геотермальный тепловой насос предназначен для обеспечения работы систем отопления и горячего водоснабжения с использованием низкопотенциальной теплоты грунта температурой (5–10) °С. Расчет термодинамического цикла ТН по схеме № 1 основан на реальном эксперименте с тепловым насосом Altal 26 UA, а по № 2–4 – перенесены на модель такого же теплового насоса, осуществляющего двухступенчатое сжатие паров хладагентов R134a и R600a.

Основные принятые условия при проведении опытов:

- полезная тепловая нагрузка теплового насоса $Q_{\text{тн}} = 24,2$ кВт;
- температура:
 - источника энергии (грунта) на входе в ТН $t_{\text{н1}} = 8$ °С;
 - источника энергии (грунта) после ТН $t_{\text{н2}} = -2$ °С;
 - высокопотенциального теплоносителя (горячей воды) на входе в тепловой насос $t_{\text{в1}} = 40$ °С;
 - горячей воды после теплового насоса $t_{\text{в2}} = 60$ °С;
 - окружающей среды $t_0 = -19$ °С;
 - перегрева пара в промежуточном теплообменнике (регенераторе) $\Delta t_{\text{п}} = 20$ °С;
- перепады температуры на выходе из теплообменников: испарителя $\Delta t_{\text{исп}} = 5$ °С; конденсатора $\Delta t_{\text{к}} = 10$ °С; переохладителя $\Delta t_{\text{по}} = 5$ °С.

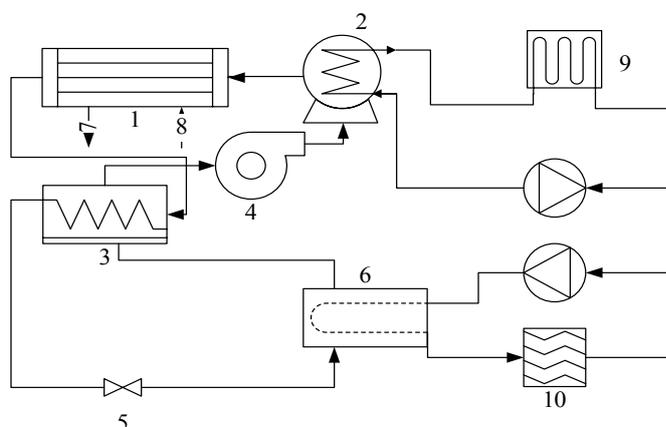


Рис. 3. Принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса Altal 26 UA:
1 – переохладитель; 2 – конденсатор; 3 – регенератор; 4 – компрессор; 5 – дроссель;
6 – испаритель; 7 – в систему отопления; 8 – из системы отопления;
9 – другая система отопления; 10 – источник низкпотенциальной теплоты

Fig. 3. Schematic of a two-stage vapour compression heating pump of Altal 26 UA:
1 – supercooler; 2 – condenser; 3 – heat recovery unit; 4 – compressor; 5 – throttle;
6 – evaporator; 7 – space heating system inlet; 8 – space heating system outlet;
9 – another heating system; 10 – low-potential heat source

С учетом полученных экспериментальных данных проведен термодинамический расчет энергетических характеристик кругового процесса ТН, изображенных на рис. 1, 2. Результаты термодинамического расчета ТН для рабочих агентов R134a и R600a представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты расчета термодинамических циклов работы теплового насоса, использующего низкпотенциальную теплоту грунта
Results of calculation of thermodynamic cycles of operation of the heat pump using low-potential soil heat

| Показатель | Парокомпрессионный тепловой насос на схеме | | | | | | | |
|--|--|-----------|-----------|-----------|--------|-----------|-----------|-----------|
| | № 1 | № 2 | № 3 | № 4 | № 1 | № 2 | № 3 | № 4 |
| Хладагент | R134a | R134a | R134a | R134a | R600a | R600a | R600a | R600a |
| Удельная тепловая нагрузка $q_{тн}$, кДж/кг | 233,6 | 207 | 153,85 | 185,74 | 335,28 | 395,73 | 353,85 | 285,74 |
| Степень сжатия в ступенях z | 10,55 | 3,25/3,24 | 3,25/3,24 | 3,25/3,24 | 10,56 | 4,03/4,03 | 4,03/4,03 | 4,03/4,03 |
| Коэффициент преобразования теплоты μ | 2,91 | 3,89 | 2,89 | 3,59 | 3,56 | 3,68 | 3,15 | 3,32 |
| Коэффициент преобразования электроэнергии μ_e | 1,99 | 2,66 | 1,98 | 2,46 | 2,78 | 2,75 | 2,43 | 2,28 |
| Удельный расход электроэнергии на производство тепловой энергии $\dot{E}_{тн}$, кВт/кДж | 1,18 | 0,88 | 1,18 | 0,95 | 1,30 | 1,08 | 1,35 | 1,16 |
| Эксергетический КПД η_e | 0,45 | 0,54 | 0,39 | 0,59 | 0,46 | 0,54 | 0,38 | 0,49 |

Удельные расходы теплоты, кДж/кг, в испарителе и конденсаторе на единицу массы хладагента:

$$q_{\text{и}} = h_1 - h_4; \quad (1)$$

$$q_{\text{к}} = h_2 - h_3. \quad (2)$$

Удельная тепловая нагрузка, кДж/кг, переохладителя рабочего вещества (хладагента)

$$q_{\text{по}} = h_3 - h_{3\text{а}}. \quad (3)$$

Удельная тепловая нагрузка, кДж/кг, промежуточного теплообменника

$$q_{\text{пто}} = h_1 - h_{1\text{а}}. \quad (4)$$

Удельный расход первичной энергии (электроэнергии) ТН на единицу выработанной теплоты

$$\mathcal{E}_{\text{ТН}} = \frac{l_{\text{км}}}{q_{\text{к}}}. \quad (5)$$

Коэффициент преобразования теплоты тепловым насосом

$$\mu = \frac{q_{\text{ТН}}}{l_{\text{км}}}, \quad (6)$$

где $q_{\text{ТН}} = q_{\text{к}} + q_{\text{по}}$.

Эксергетический КПД показывает степень термодинамического совершенства ТНУ и определяется на основе эксергетического баланса подводимой и отводимой эксергии в каждом элементе оборудования ТНУ. Эксергетический расчет схем кругового процесса ТН проведен на основе определения:

- удельной эксергии $e_{\text{в}}$, отведенной нагреваемой средой от конденсатора теплового насоса;
- удельной эксергии $e_{\text{вп}}$, отведенной нагреваемой средой от переохладителя ТН;
- удельной эксергии $e_{\text{н}}$, подведенной к испарителю низкопотенциальным источником теплоты;
- удельной эксергии электрической энергии $e_{\text{э}}$, подведенной к компрессору на привод ТН.

Эксергетический КПД теплового насоса вычисляется как отношение эксергии, отводимой от ТНУ, к подводимой к ней эксергии:

$$\eta = \frac{e_{\text{о}}}{e_{\text{п}}}, \quad (7)$$

где $e_{\text{о}} = e_{\text{в}} + e_{\text{вп}}$ – сумма отведенной от ТНУ эксергии; $e_{\text{п}} = e_{\text{н}} + e_{\text{э}}$ – сумма подведенной к ТНУ эксергии.

Промежуточное давление сжатия паров хладагента в компрессоре

$$p_T = \sqrt{p_k p_o}, \quad (8)$$

где $p_o = 0,20$ МПа – начальное давление рабочего вещества (фреона R134a) перед компрессором; $p_k = 2,12$ МПа – конечное давление рабочего вещества после компрессора.

Результаты исследований

Технико-экономические показатели, доказывающие энергетическую эффективность термодинамических циклов теплового насоса, осуществляемых по различным схемам кругового процесса, приведены в табл. 1.

Наилучшим вариантом из рассмотренных схем реализации термодинамического цикла считается тот, который имеет наибольший коэффициент преобразования теплоты μ , обеспечивающий наименьшую степень сжатия и наибольшие эксергетический КПД η_e и удельную тепловую нагрузку $q_{тн}$. По результатам сравнительного анализа эффективности различных схем реализации кругового процесса на ТН наиболее приемлемые технико-экономические показатели имеет схема № 2, реализующая двухступенчатый термодинамический цикл с переохлаждением и однократным дросселированием жидкого хладагента и последующей регенерацией теплоты пара жидкого хладагента. Удельная тепловая нагрузка ТН при двухступенчатом сжатии уменьшилась до $q_{тн} = 207$ кДж/кг, но увеличился коэффициент преобразования теплоты μ от 2,91 до 3,89 (по сравнению с одноступенчатым циклом) за счет уменьшения суммарной работы сжатия в ступенях компрессора $l_{км} = l_B^{1ст} + l_B^{2ст}$. Аналогичные качественные и количественные изменения технико-экономических показателей работы теплового насоса наблюдаются и в расчетах с рабочим агентом R600a (табл. 1).

ВЫВОДЫ

1. Двухступенчатые тепловые насосы, осуществляющие термодинамический цикл с переохлаждением рабочего тела и регенерацией теплоты пара рабочего агента, имеют самые эффективные технико-экономические показатели, что доказано при сравнении всевозможных схем реализаций кругового процесса преобразования теплоты.

2. В двухступенчатом тепловом насосе с переохлаждением горячего хладагента частично решается проблема полезного теплоиспользования в переохладителе, который уменьшает потери теплоты при полном однократном дросселировании.

3. Регенерация пара рабочего агента на выходе из испарителя путем использования регенеративного теплообменника дает также дополнительный эффект по снижению термодинамических потерь и увеличению эффективности циклов пароконденсационных тепловых насосов в условиях большей

разности температур в испарителе и конденсаторе. Данные результаты позволяют получить высокие технико-экономические показатели двухступенчатого теплового насоса в случае его эксплуатации на нерасчетном температурном режиме.

ЛИТЕРАТУРА

1. Chicherin, S. V. Comparison of a District Heating System Operation Based on Actual Data – Omsk City, Russia, Case Study / S. V. Chicherin // *International Journal of Sustainable Energy*. 2018. Vol. 38, No. 6. P. 603–614. doi:10.1080/14786451.2018.1548466.
2. Chicherin, S. Low-Temperature District Heating Distributed from Transmission-Distribution Junctions to Users: Energy and Environmental Modelling / S. Chicherin // *Energy Procedia*. 2018. Vol. 147. P. 382–389. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.07.107>.
3. Экологическая целесообразность применения тепловых насосов для отопления индивидуальных жилых домов в Беларуси / Н. В. Лобикова [и др.] // *Вестник Белорусско-Российского университета*. 2018. Т. 59, № 2. С. 33–44.
4. Способы улучшения обработки воды и повышения энергетических характеристик теплового насоса типа «вода – воздух» / Л. Р. Джунусова [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2018. Т. 61, № 4. С. 372–380. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-372-380>.
5. Разработка и внедрение технологий использования низкопотенциального тепла тепловыми насосами / Д. Г. Закиров [и др.] // *Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства*. 2018. Т. 94, № 1. С. 85–90.
6. Chicherin, S. GIS-Based Optimisation for District Heating Network Planning / S. Chicherin, A. Volkova, E. Latšov // *Energy Procedia*. Vol. 149. P. 635–641. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.228>
7. Evaluating the Cost of Heat for End Users in Ultra Low Temperature District Heating Networks with Booster Heat Pumps / J. Vivian [et al.] // *Energy*. 2018. Vol. 153. P. 788–800. doi:10.1016/j.energy.2018.04.081.
8. Абильдинова, С. К. Высокотемпературные тепловые насосы, в работе которых используются экологичные хладагенты нового поколения / С. К. Абильдинова, Р. А. Мусабеков, А. С. Расмухаметова // *Сб. статей по матер. науч.-практ. конф. «Роль молодежи в становлении экономики знаний» РМСЭЗ – 2018*. Алматы: АУЭС, 2018. С. 93–102.
9. Курнакова, Н. Ю. О возможности повышения энергоэффективности тепловой схемы ТЭС с применением теплового насоса / Н. Ю. Курнакова, А. В. Нуждин, А. А. Волхонский // *Вестник Иркутского государственного технического университета*. 2018. Т. 22, № 7. С. 114–122.
10. Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 Relating to Emissions from Air-Conditioning Systems in Motor Vehicles and Amending Council Directive 70/156/EC, 2006 [Electronic Resource]. Official Journal of the European Union. Mode of access: <http://tinyurl.com/lxw8nm>.
11. Heat Pump Placement, Connection and Operational Modes in European District Heating / M. A. Sayegh [et al.] // *Energy and Buildings*. 2018. Vol. 166. P. 122–144. doi:10.1016/j.enbuild.2018.02.006.
12. Потенциал использования тепловых насосов для теплоснабжения станций метрополитена / С. Н. Науменко [и др.] // *Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта*. 2018. Т. 77, № 4. С. 200–204.
13. Does Heat Pumps Perform Energy Efficiently as We Expected: Field Tests and Evaluations on Various Kinds of Heat Pump Systems for Space Heating / J. Deng [et al.] // *Energy and Buildings*. 2019. Vol. 182. P. 172–186. doi:10.1016/j.enbuild.2018.10.014.

REFERENCES

1. Chicherin S. V. (2018) Comparison of a District Heating System Operation Based on Actual Data – Omsk City, Russia, Case Study. *International Journal of Sustainable Energy*, 38 (6), 603–614. doi:10.1080/14786451.2018.1548466.
2. Chicherin S. (2018) Low-Temperature District Heating Distributed From Transmission-Distribution Junctions to Users: Energy and Environmental Modelling. *Energy Procedia*, 147, 382–389. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.07.107>.
3. Lobikava N. V., Galyuzhin A. S., Lobikava O. M., Galyuzhin S. D. (2018) Ecological Expediency of Heat Pumping Application for Heating Individual Residential Houses in Belarus. *Vestnik Belorussko-Rossiiskogo Universiteta* [Herald of the Belarusian-Russian University], 59 (2), 33–44 (in Russian).
4. Junussova L. R., Abildinova S. K., Aliyarova M. B., Chicherin S. V., Junussov T. J. (2018) The Means to Improve Water Treatment and to Enhance Power Engineering Performance of the Water Source Heat Pump. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (4), 372–380 (in Russian) <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-372-380>.
5. Zakirov D. G., Mukhamedshin M. A., Faizrahmanov P. A., Nikolaev A. V., Riumkin A. A. (2018) Design and Implementation of Technologies of Low-Grade Heat Use by Heat Pumps. *Tekhnologii i Tekhnicheskie Sredstva Mekhanizirovannogo Proizvodstva Produktii Rasteniyevodstva i Zhivotnovodstva* [Technologies and Technical Means of Mechanized Production of Crop and Livestock Products], 94 (1), 85–90 (in Russian).
6. Chicherin S., Volkova A., Latõšov E. (2018) GIS-Based Optimisation for District Heating Network Planning. *Energy Procedia*, 149, 635–641. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.228>.
7. Vivian J., Emmi G., Zarrella A., Jobard X., Pietruschka D., De Carli M. (2018) Evaluating the Cost of Heat for End Users in Ultra Low Temperature District Heating Networks with Booster Heat Pumps. *Energy*, 153, 788–800. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.081>.
8. Abil'dinova S. K., Musabekov R. A., Rasmukhametova A. S. (2018) High-Temperature Heat Pumps Using Environmentally Friendly New Generation Refrigerants. *Sb. Statei po Mater. Nauch.-Prakt. Konf. "Rol' Molodezhi v Stanovlenii Ekonomiki Znaniy"* RMSEZ – 2018 [Collection of Articles Based on Scientific and Practical Conference. "The role of Youth in the Development of the Knowledge Economy" RMSEZ – 2018]. Almaty, AUPEC, 93–102 (in Russian).
9. Kurnakova N. Yu., Nuzhdin A. V., Volkhonsky A. A. (2018) On the Possibility to Improve the Energy Efficiency of the CHP Heat Balance Diagram Using a Heat Pump. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta = Proceedings of Irkutsk State Technical University*, 22 (7), 114–122 (In Russian).
10. Directive 2006/40/EC of The European Parliament and of the Council of 17 May 2006 Relating to Emissions From Air-conditioning Systems in Motor Vehicles and Amending Council Directive 70/156/EC, 2006. *Official Journal of the European Union*. Available at: <http://tinyurl.com/lxw8nm>.
11. Sayegh M. A., Jadwyszczak P., Axcell B. P., Niemierka E., Brys K., Jouhara H. (2018). Heat Pump Placement, Connection and Operational Modes in European District Heating. *Energy and Buildings*, 166, 122–144. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.02.006>.
12. Naumenko S. N., Minaev B. N., Rebrov I. A., Gusev G. B. (2018) Potential for the Use of Heat Pumps for Heat Supply of Subway Stations. *Vestnik Nauchno-Issledovatel'skogo Instituta Zheleznodorozhnogo Transporta = Vestnik of the Railway Research Institute (Vestnik VNIIZHT)*, 77 (4), 200–204 (in Russian).
13. Deng J., Wei Q., Liang M., He S., Zhang H. (2019). Does Heat Pumps Perform Energy Efficiently as we Expected: Field Tests and Evaluations on Various Kinds of Heat Pump Systems for Space Heating. *Energy and Buildings*, 182, 172–186. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.10.014>.