

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК

**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 11(1233) 2017

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2017

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – 96 с. – ISSN 2078-774X.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітета по інформаційній політиці України

КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською та російською мовами

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 07 жовтня 2015 р. Наказ № 1021 (додаток 11).

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ (**голова**);
К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАНУ;
Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;
В. В. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;
П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;
С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.;
В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.;
М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар: Ю. О. Юдін, канд. техн. наук, проф.

Члени редколегії: А. М. ГАНЖА, д-р техн. наук, проф.; В. І. ГНЕСІН, д-р техн. наук, проф.;
S. Yerzhov, д-р техн. наук, проф. (USA); О. В. ЕФІМОВ, д-р техн. наук, проф.;
P. Ligriani, д-р техн. наук, проф. (USA); Ю. М. МАЦЕВИТИЙ, д-р техн. наук, дійсний чл. НАНУ;
S. Nick, д-р техн. наук, проф. (UK); А. В. РУСАНОВ, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ;
R. Rzadkowski, д-р техн. наук, проф. (Poland); М. О. ТАРАСЕНКО, канд. техн. наук, проф.;
О. І. ТАРАСОВ, д-р техн. наук, проф.; А. П. УСАТИЙ, д-р техн. наук, проф.;
А. А. ХАЛАТОВ, д-р техн. наук, проф., дійсний чл. НАНУ; О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
О. Л. ШУБЕНКО, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», включений у довідник періодичних видань баз даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**, **Google Scholar**, **Index Copernicus**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 3 від 24 березня 2017 р.

NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY
“KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE”

BULLETIN

**OF THE NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY
“KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE”**

Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment

№ 11(1233) 2017

Collected Works

The publication was founded in 1961

Kharkiv
NTU “KhPI”, 2017

Bulletin of the NTU “KhPI”. Collected Works. Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. – Kharkiv : NTU “KhPI”. – 2017. – No. 11(1233). – 96 p. – ISSN 2078-774X.

State edition

**Certificate of State Committee of Ukraine for Information Policy
KB No 5256 from July 2, 2001**

The collection is published in Ukrainian and Russian.

The Bulletin of the National Technical University “KPI” is put on “The List of Scientific Professional Editions of Ukraine that publish the data of theses for the degree of candidate of sciences and the degree of doctor” approved by the Decision of the Certifying Board of the Ministry of Education and Science of Ukraine as to the Activities of Special Academic Councils of 07 October 2015. Order No 1021 (Supplement No 11).

Coordinating Board:

L. L. Tovazhnyanskyy, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine (**chief**);
K. A. Gorbunov, Ph.D., Associate Prof. (**secretary**);
A. P. Marchenko, D.Sc., Prof.; Ye. I. Sokol, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine;
E. E. Aleksandrov, D.Sc., Prof.; A. V. Boiko, D.Sc., Prof.;
F. F. Gladkiy, D.Sc., Prof.; M. D. Godlevskiy, D.Sc., Prof.;
A. I. Grabchenko, D.Sc., Prof.; V. G. Danko, D.Sc., Prof.;
V. D. Dmitrienko, D.Sc., Prof.; I. F. Domnin, D.Sc., Prof.;
V. V. Epifanov, Ph.D., Prof.; Yu. I. Zaytsev, Ph.D., Prof.;
P. A. Kachanov, D.Sc., Prof.; V. B. Klepikov, D.Sc., Prof.;
S. I. Kondrashov, D.Sc., Prof.; V. I. Kravchenko, D.Sc., Prof.;
G. V. Lisachuk, D.Sc., Prof.; O. K. Morachkovsky, D.Sc., Prof.;
V. I. Nikolaenko, Ph.D., Prof.; P. G. Pererva, D.Sc., Prof.;
V. A. Pulyaev, D.Sc., Prof.; M. I. Rishchenko, D.Sc., Prof.;
V. B. Samorodov, D.Sc., Prof.; G. M. Suchkov, D.Sc., Prof.;
M. A. Tkachuk, D.Sc., Prof.

Editorial Board:

Editor: A. V. Boiko, D.Sc., Prof.

Secretary: Yu. A. Yudin, Ph.D., Prof.

Members of the editorial board: A. M. Ganzha, D.Sc., Prof.; V. I. Gnesin, D.Sc., Prof.;
S. Yershov, D.Sc., Prof. (USA); A. V. Yefimov, D.Sc., Prof.;
P. Ligrani, D.Sc., Prof. (USA); Yu. M. Matsevity, D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine;
S. Nick, D.Sc., Prof. (UK); A. V. Rusanov, D.Sc., corresponding member NAS of Ukraine;
R. Rzadkowski, D.Sc., Prof. (Poland); M. O. Tarasenko, Ph.D., Prof.; A. I. Tarasov, D.Sc., Prof.;
A. P. Usaty, D.Sc., Prof.; A. A. Khalatov, D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine;
O. Yu. Chernousenko, D.Sc., Prof.; O. L. Shubenko, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine

Bulletin of the of the National Technical University “KhPI” series “Power and Heat Engineering Processes and Equipment” included in the directory databases of periodicals “Ulrich’s Periodicals Directory” (New Jersey, USA), Google Scholar, Index Copernicus.

Recommended for publication by the Academic Council of NTU “KhPI”
Protocol number 3 of 24 March 2017

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

<i>Шубенко А. Л., Бабак Н. Ю., Сенецкий А. В., Саранин В. П.</i> Оценка технико-экономических показателей каскадной тепловой схемы турбоустановки на низкокипящих рабочих телах	6
<i>Черноусенко О. Ю., Бутовский Л. С., Пешко В. А., Мороз О. С.</i> Геометрическая модель и граничные условия теплообмена ротора высокого давления турбоустановки Т-100/120-130 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5»	16
<i>Голощанов В. Н., Котульская О. В., Парамонова Т. Н.</i> О целесообразности применения концевых уплотнений со встречными гребнями в цилиндре высокого давления	24
<i>Черноусенко О. Ю., Нікуленкова Т. В., Нікуленков А. Г.</i> Аналіз можливості підвищення теплової потужності енергоблоків атомних електростанцій (Частина 2)	29
<i>Ефимов А. В., Ромашов Ю. В., Каверцев В. Л.</i> Моделирование процессов нестационарной теплопроводности в теплоизолированной цилиндрической стенке барабана котла	37
<i>Козлоков А. Ю., Стенников В. Н., Голощанов В. Н., Касилов В. И., Касилов О. В.</i> Перетоки воздуха и уходящих газов в уплотнениях регенеративного воздухоподогревателя	41
<i>Шелешей Т. В.</i> Методи забезпечення надійності газовідвідних трактів котлів ТЕС	45
<i>Третьяк О. В., Шуть О. Ю., Трибушиной М. В.</i> Аналіз теплового стану хрестовини гідрогенератора – двигуна великої потужності за особливих умов експлуатації	49
<i>Петухов И. И., Сорогин Ф. Г., Шахов Ю. В., Минячихин А. В.</i> Энергетическая эффективность гтп семейства АИ-336 с распылительной системой охлаждения циклового воздуха	55
<i>Юдин Ю. А., Субботович В. П., Юдин А. Ю., Бояришинов А. Ю.</i> Выбор рационального значения радиуса галтели прикорневой зоны рабочей лопатки	64
<i>Писаренко А. Н., Вилинская Л. Н., Бурлак Г. М.</i> Численный анализ влияния влажности на распространение тепла в строительных материалах	68
<i>Беляева В. В., Смалый Д. Ю.</i> Математическое моделирование процессов теплового и химического загрязнения производственных помещений при авариях	73
<i>Лисак О. В.</i> Нерегульована тепловіддача від електротеплоакуюлюючих обігрівачів	79
<i>Чайковська Є. Є.</i> Контроль працездатності когенераційної системи на пелетному паливі	87

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.01

А. Л. ШУБЕНКО, Н. Ю. БАБАК, А. В. СЕНЕЦКИЙ, В. П. САРАПИН**ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАСКАДНОЙ ТЕПЛООВОЙ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВКИ НА НИЗКОКИПАЮЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ**

АННОТАЦИЯ Представлены результаты технико-экономического анализа по оценке величины инвестиций и сроков окупаемости внедрения двухкаскадной когенерационной установки малой мощности на низкокипящем рабочем теле, с целью реализации стратегии «биоэнергетического поселка». Выполнено исследование по сопоставлению изменения сроков окупаемости рассматриваемой мини-ТЭЦ в зависимости от цен на энергоносители. Целесообразно реализовывать мини-ТЭЦ на биомассе начиная с мощности 450–550 кВт·э, простой срок окупаемости такой станции при действительных ценах на энергоносители составит 2,7–4 года.

Ключевые слова: энергосбережение, «биоэнергетический поселок», низкокипящее рабочее тело, тепловая схема, электрическая мощность, теплофикационный и конденсационный режимы, технико-экономические показатели, окупаемость энергоустановки.

O. SHUBENKO, M. BABAK, O. SENETSKYI, V. SARAPIN**ESTIMATING THE ENGINEERING AND TECHNICAL PERFORMANCES FOR THE STAGE THERMAL CIRCUIT OF TURBINE UNIT OPERATING ON LOW-BOILING WORKING MEDIA**

ABSTRACT The data of engineering and economical analysis on the estimation of the value of required investments and the payback period in the case of implementation of the two-cascade cogeneration plant of a low power to realize "the biopower village" strategy have been given. The basic engineering and economical performances of mini-heat power plant were defined for climatic conditions in the city of Zaporozie. It has been established that the realization of this mini-HPP with the installed electric power of 110 KW can be promising (the 3.2 – year payback period) only at the standard fuel price of at least 40 USD and the energy price of 2.2. UAH (KW·h) and the heat price of 2200 UAH/Gcal. At the installed electric power of mini-HPP of 450 KW (350 KW·e for the first ORC (organic Rankin Cycle) loop) and 100 kW·e for the second loop and the same prices for the electric power and the heat the realization of it can be promising at 70 USD/t.s.f. (tons of standard fuel). The research was done to compare a change in payback periods for the given mini HPP depending on the prices for energy carriers. The obtained data showed that for the project of mini-HPP operating on the biomass with the power of 110 kW·e at available prices for power carriers the payback period will exceed 5 years. To shorten the payback period it is expedient to realize mini-HPP starting from the electric power of 450–550 kW·e. The ordinary payback period for such a power plant will range from 2.7 to 4 years depending on the specific cost of the equipment. If the biomass power energy is sold at a current "green rate" (0.1239 EUR/(kW·h) available in Ukraine the payback period for the given mini-HPP will be reduced 1.5 times. The preferences established by the State (+5 %) using the equipment manufactured in Ukraine will make the proposed mini HPP even more competitive.

Key words: power saving, "biopower village", low-boiling working medium, thermal diagram, electric power, cogeneration and condensation modes, engineering and economical performances, and the power plant payback period.

Введение

В настоящее время в Украине на единицу валового национального продукта энергетические затраты в 2–3 раза превышают аналогичные показатели развитых стран. Потому как среди приоритетных направлений разработок в Украине [1], так и среди основных научных направлений и проблем фундаментальных исследований НАН Украины особое внимание направлено на решение физико-технических проблем энергетики [2]. С целью обеспечения энергетической независимости Украины приоритетным является вопрос замещения природного газа другими источниками энергии.

Учитывая перечисленное, а также тенденции развития энергетики в мире [3], все большее внимание уделяется возобновляемым источникам энергии (ВИЭ) и распределенным системам энергетики [4].

В средствах информации Украины в 2015 г. появились сведения о предполагаемых проектах

использования установок на биомассе для коммунальной энергетики 10 районных центров (г. Купянск, г. Балаклея, г. Волчанск и др.) Харьковской обл. [5]. По оценкам экспертов сроки строительства одного объекта – полтора года, окупаемость – 4 года.

Развивать распределенную энергетику в небольших населенных пунктах Украины можно используя местные возобновляемые биоресурсы, на основе имеющегося опыта европейских стран, в частности Германии, где более 15 лет устойчивый интерес проявляется к «биоэнергетическим поселкам» (реализовано более 100 проектов энергокомплексов) [6].

В основу этого проекта положена следующая концепция. «Биоэнергетический поселок» покрывает свои потребности в энергии (электричество и тепло), по крайней мере, на 50–60 % за счет произведенной в регионе биоэнергии. Жители принимают участие в процессах принятия решений и являются активными сторонниками концепции.

© А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, В. П. Саралин, 2017

ции биоэнергетического села. Биоэнергетические установки находятся как минимум в доле собственности потребителей тепла или фермеров района. Биомасса, заготавливается на постоянной основе, непосредственно на окраинах. Таким образом, дополнительная стоимость создается в районе. Мероприятия по энергоэффективности и энергосбережению регулярно внедряются и анализируются.

Такая децентрализованная система распределенного энергоснабжения имеет следующие преимущества [6]:

- заменяет существующие ограниченные ископаемые источники энергии;
- снижает вредное воздействие на окружающую среду (выбросы CO₂);
- создает собственную долгосрочную безопасность энергообеспечения;
- позволяет выйти из системы общепринятого энергообеспечения;
- служит развитию общества (корпоративные прибыли, дополнительные рабочие места, налоговые поступления);
- создает экономическую выгоду, поскольку норма прибыли остается на месте.

Выбор электрической мощности установки в ~100 кВт обусловлен желанием оценить показатели установки минимальной мощности, с одной стороны, что, позволяет решить поставленную задачу обеспечения энергией организаций, находящихся на попечении общества, с другой – ограничиться минимальными инвестициями для реализации установки [7].

Целесообразность реализации энергетических установок на низкокипящих рабочих телах (НРТ) можно обосновать только на основе проведения технико-экономического анализа, который позволит оценить величины необходимых инвестиций и сроки окупаемости проекта.

Цель работы

Руководствуясь полученными результатами в [7], выбранным НРТ и конфигурацией тепловой схемы мини-ТЭЦ, рассчитаем и выполним анализ ее технико-экономических характеристик. Проведем оценку инвестиционной привлекательности когенерационной установки на местном виде топлива с применением ОРЦ (органический Ренкина цикл) технологии.

Постановка задачи

В качестве основных показателей используются чистая дисконтированная прибыль, срок окупаемости, индекс доходности инвестиций и др. [8]. В условиях переходной экономики Украины, когда курс национальной валюты трудно предсказуем на длительный период времени, наиболее часто используется такой критерий эффективности инвестиций, как простой срок окупаемости.

Простой срок окупаемости проекта определяется из

$$\tau_{\text{ок}} = \frac{I_{\Sigma}}{Z_{\text{год}\Sigma}},$$

где I_{Σ} – суммарные инвестиции на реализацию проекта; $Z_{\text{год}\Sigma}$ – годовой доход на ТЭЦ, определяется из

$$Z_{\text{год}\Sigma} = \sum_{i=1}^{i=\text{Пр}_{\text{реж}}} \left((k_{\text{и}i} ([c_{\text{э}}] - c_{\text{э}i}) N_{\text{э}i} + ([c_{\text{Q}}] - c_{\text{Q}i}) Q_i \right) \tau_{\text{реж}i},$$

где $\text{Пр}_{\text{реж}}$, $\tau_{\text{реж}}$ – количество и продолжительность в часах основных режимов работы ТЭЦ в течение года; $k_{\text{и}i}$ – коэффициент использования (далее будем считать, $k_{\text{и}i} = 0,95$, $i = 1, 2, \dots, \text{Пр}_{\text{реж}}$); $c_{\text{э}i}$, $c_{\text{Q}i}$ – себестоимость электроэнергии и теплоты при работе станции на i -ом режиме; $[c_{\text{э}}]$, $[c_{\text{Q}}]$ – стоимость продажи электроэнергии и теплоты; Q_i – теплота отпускаемая потребителям от ТЭЦ на i -м режиме; $N_{\text{э}i}$ – электрическая мощность отпускаемая потребителям от ТЭЦ на i -м режиме.

Опыт реализации проектов установки малых турбин в Украине свидетельствует о том, что инвестора интересуют проекты с простым сроком окупаемости, не превышающем 3 года [9].

В качестве примера оценивать показатели энергоустановки будем для условий г. Запорожья.

Проводить исследования для оценки технико-экономических показателей рассматриваемой мини-ТЭЦ с комбинированной схемой (см. рис. 1) достаточно на следующих четырех режимах работы [7]:

– летний режим – режим горячего водоснабжения (ГВС) с отключением подачи воды в ночное время (с 0 до 5 ч), его продолжительность $\tau_{\text{реж}0} = 4560$ ч (г. Запорожье);

– 1 режим – начало и конец отопительного периода с температурой наружного воздуха в интервале +5...+8 °С (его продолжительность для Запорожского региона $\tau_{\text{реж}1} = 669$ ч);

– 2 режим – отопительный период с температурой наружного воздуха в интервале 0...+5 °С ($\tau_{\text{реж}2} = 1514$ ч);

– 3 режим – максимальный отпуск теплоты в отопительный период, то есть стояние минусовых температур наружного воздуха $\tau_{\text{реж}3} = 4200 \text{ ч} - 2183 \text{ ч} = 2017 \text{ ч}$, при продолжительности отопительного периода 4200 ч.

На стадии предварительных расчетов трудно определить ряд характеристик, таких как суммарные инвестиции, стоимость топлива и др. Поэтому далее в исследованиях технико-экономических показателей рассматриваемого проекта мини-ТЭЦ будем ставить задачу определения условий (сочетание цены на топливо, инвестиций и т.д.), которые обеспечивают простой срок окупаемости менее 3 лет.

Состав основных данных, необходимых для этого, включает:

- характеристики топлива (состав и стоимость);
- объем произведенной энергии (электрической и тепловой) на заданном режиме работы;
- количество часов работы на данном режиме;

– расходы на ТЭЦ.

Для оценки стоимости местного топлива (М.Т.) из биомассы воспользуемся данными публикации авторов [12]. Основные свойства и ценовая характеристика некоторых видов местного топлива представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Основные свойства и цена местных твердых топлив

Фактор	Отходы сельского переработки солома [13]	«Энергетические» культуры (мискантус [14]), и их гранулы	Древесина и отходы ее переработки (кора, чипсы, опилки) ¹⁾ [15]	Торф фрезерный полубрикетов (кусковой торф)	Торфяные брикеты [16]
Свойства:					
– влажность, %	15–20	15–20	8–30	40–60	до 23
– зольность, %	0,5–20	4,8	0,7–10 [17]	до 15–25	18–20
– сера, %	0,2–0,7	0,12	0,3–3,4	0,2–0,9	0,15
– плотность, кг/м ³	80–120	1200	150–400	200	1200
$c_{т.}$, грн/т, в том числе НДС	500–1200	800	500–1600	400–900	600–1500
$Q_{р.т.}^H$, МДж/кг	17	16,9–19	12,6–15,9	11,0–13,8	14,9
$c_{т.}^{у.т.}$, в том числе НДС, USD/т.у.т.	42–84	53–56	47–118	43–74	51–124

¹⁾ Для хвойной породы.

Возможности использования М.Т. в Украине достаточно подробно рассмотрены на сайте [18]. Например, в работе [19] показано, что исходя из особенностей добычи торфа (площади торфяных полей, применяемой технологии), годового прироста растительных ресурсов (отходы переработки древесины, быстрорастущей древесины) близкой к рациональной для переработки на энергокомплексах является рецептура, включающая 40 % торфа, 40 % древесных отходов и 20 % растительной биомассы.

Данные таблицы подтверждают также, что рассматриваемая мини-ТЭЦ будет иметь достаточно хорошие экологические показатели. М.Т. имеет невысокую теплотворную способность, следовательно, низкую температуру сгорания. Последнее является одним из условий обеспечения допустимых норм по выбросам NO_x. Содержание серы в М.Т., как правило, небольшое (3,4 % серы содержится в коре хвойных [15], которую можно сжигать с добавлением топлива с малым содержанием этого элемента).

Для анализа условий, обеспечивающих перспективность внедрения рассматриваемой энергоустановки на М.Т., следует рассчитать затраты на мини-ТЭЦ на топливо при цене условного топлива 40, 60 и 80 USD/т.у.т. без НДС.

Оценим затраты на мини-ТЭЦ на производство электроэнергии и тепла, основными составляющими которых являются стоимость топлива и зарплата персонала с начислениями. Все расчеты ведутся без учета НДС.

Задавая постоянными в течение года КПД котла на биомассе ($\eta_k = 0,85$) и количество теплоты, подведенное в котле ($Q_k = 500$ кВт), вычислим

часовой расход условного топлива на мини-ТЭЦ $b_{у.т.}$,

$$b_{у.т.} = \frac{Q_k}{\eta_k} \frac{3600}{4,1893 \cdot 7000} = \frac{500 \cdot 3,6}{0,85 \cdot 29,32} = 72,21 \frac{\text{кг.у.т.}}{\text{ч}},$$

где параметры сведены к одним размерностям.

Зная стоимость условного топлива $c_{у.т.}$, задавшись коэффициентом использования оборудования $k_i = 0,95$ и средней продолжительностью месяца $\tau_{мес.} = 730$ ч, несложно вычислить месячные расходы на мини-ТЭЦ на топливо $Z_{т.мес.}$, грн/мес.

$$Z_{т.мес.} = b_{у.т.} \frac{25c_{у.т.}}{1000} k_i \tau_{мес.} = 1252c_{у.т.}$$

Месячную зарплату персонала (12 человек) мини-ТЭЦ с начислениями ориентировочно оценим в 60 тыс. грн.

Таким образом, если принять, что доля затрат на топливо и персонал составляет 90 % всех месячных расходов на мини-ТЭЦ, можно вычислить остальные расходы.

Несложно оценить, что при стоимости условного топлива 40–50 USD/т.у.т. без НДС месячные расходы мини-ТЭЦ на топливо размерные с расходами на зарплату. Это свидетельствует о том, что увеличение мощности энергоустановки приведет к заметному улучшению экономических показателей мини-ТЭЦ, поскольку вклад заработной платы персонала в себестоимость электроэнергии и теплоты будет уменьшаться.

В табл. 2 в качестве примера представлены результаты расчета себестоимости электроэнергии и тепла (без учета «зеленого тарифа»), а также результаты годовой хозяйственной деятельности рассматриваемой мини-ТЭЦ при цене условного топлива 40 USD/т.у.т. без НДС с использованием

данных о предполагаемых режима работы станции.

Поскольку продолжительность рассмотренных режимов работы мини-ТЭЦ задана в часах, расчеты проведены на базе часовых показателей.

Как видно при анализе данных табл. 2, себестоимость электроэнергии на всех когенерационных режимах работы установки достаточно низкая и изменяется в диапазоне 0,425–1,06 грн/(кВт·ч). Себестоимость производства электроэнергии летом в ночное время, когда нет ГВС (конденсационный режим), достаточно большая 2,203 грн/(кВт·ч) (выше, чем в сети).

По данным табл. 2 в отопительный период себестоимость тепла, отпускаемого рассматриваемой мини-ТЭЦ, достаточно конкурентная. Себестоимость же воды ГВС 1234,0 грн/Гкал заметно выше. При расчете себестоимости теплоснабжения ГВС содержание тепловых сетей не учитывалось. Предполагалось, что длина сетей небольшая, то есть расходы на их обслуживание не превысят сумму в 20–30 тыс./мес. и существенно не отразятся на годовых показателях станции.

Согласно табл. 2 можно оценить результаты годовой хозяйственной деятельности рассматриваемой мини-ТЭЦ и простой срок окупаемости энергоустановки. Результаты такого расчета для удельной стоимости оборудования мини-ТЭЦ 2000 USD/кВт·э представлены в табл. 3.

Согласно табл. 2 можно оценить результаты годовой хозяйственной деятельности рассматриваемой мини-ТЭЦ и простой срок окупаемости энергоустановки. Результаты такого расчета для удельной стоимости оборудования мини-ТЭЦ 2000 USD/кВт·э представлены в табл. 3.

Таблица 2 – Результаты расчета себестоимости электроэнергии и теплоты, отпускаемых от мини-ТЭЦ установленной электрической мощностью 110 кВт с двумя ОРЦ каскадами, работающих при постоянной нагрузке, при цене условного топлива (биомасса) 40 USD/т.у.т. без НДС

Величина	Режимы				
	Лето		Переходной	Начало зимы	Зима
	день	ночь	1	2	3
Продолжительность режима, ч	3615	951	669	1514	2007
Стоимость часового расхода условного топлива, грн/ч	72,21				
Месячный фонд зарплаты с начислениями, тыс./мес.	60,00				
тоже в час, грн/ч	82,2				
Часовой расход мини-ТЭЦ, грн/ч	171,56				
Производство теплоты, Гкал/ч	0,083	0	0,149	0,206	0,293
Доля теплоты на генерацию электроэнергии	0,434	1,000	0,306	0,245	0,200
Генерация электроэнергии для потребителей, кВт	74,20	82,20	76,5	77,7	85,2
Расходы на мини-ТЭЦ, тыс. грн/пер.	275,5	72,49	51,0	115,4	153,0
Себестоимость электроэнергии, грн/(кВт·ч)	1,060	2,203	0,725	0,570	0,425
Себестоимость теплоты, грн/Гкал	1234,0	0,00	843,4	663,9	494,5

Таблица 3 – Результаты расчета годовых технико-экономических показателей мини-ТЭЦ установленной электрической мощностью 110 кВт с двумя ОРЦ каскадами, работающими с постоянной нагрузкой, при цене условного топлива (биомасса) 40 USD/т.у.т. без НДС

Величина	Режимы				
	Лето		Переходной	Начало зимы	Зима
	день	ночь	1	2	3
Продолжительность режима, ч	3615	951	669	1514	2007
Производство электроэнергии за период (тыс. кВт·ч)/пер.	268,2	78,2	51,2	117,6	171
Годовое производство электроэнергии (Э) (тыс. кВт·ч)/год	—				
Производство теплоты за период, Гкал/пер.	300	0	99,7	311,9	588
Годовое производство теплоты, Гкал/год	—				
Цена Э 2-го класса в сети, в том числе НДС, грн/(кВт·ч)	2,00				
Цена теплоты для потреб., в том числе НДС, грн/Гкал	2000,00				
Часовая прибыль мини-ТЭЦ, грн/ч	107,1	-30,4	232,2	339,0	512,2
Финансовые показатели за время режима, тыс. грн/пер.	387,2	-28,9	155,4	513,3	1028,1
– от продажи электроэнергии, тыс. грн/пер.	207,4	-28,9	56,7	148,6	240,8
– от продажи теплоты, тыс. грн/пер.	186,8	0	98,7	364,7	787,2
Всего годовая прибыль, тыс. грн/год	—				
Инвестиции, тыс. грн	2000 × 25 × 110 =				
Простой срок окупаемости, год	—				
					2,7

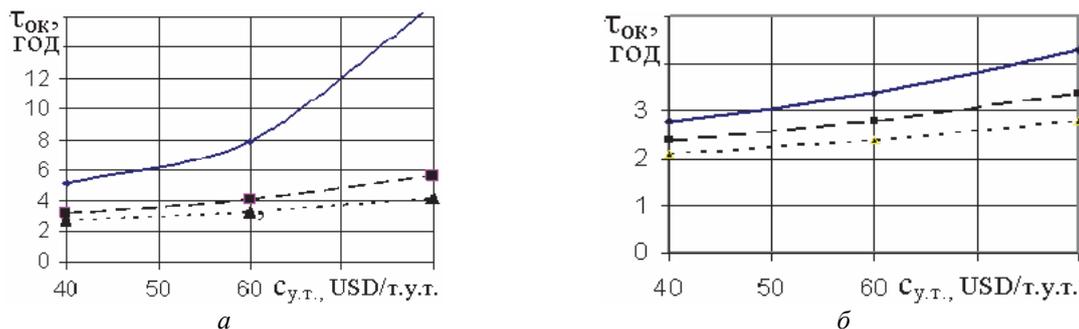


Рис. 2 – Изменение простого срока окупаемости проекта мини-ТЭЦ с двумя ОРЦ каскадами при удельной стоимости 2000 USD/кВт·э в зависимости от установленной электрической мощности: а – 110 кВт; б – 450 кВт, при цене на энергоносители; ———— $[c_3] = 1,8$ грн/(кВт·ч), $[c_Q] = 1800$ грн/Гкал; - - - - - $[c_3] = 2,0$ грн/(кВт·ч), $[c_Q] = 2000$ грн/Гкал; ······ $[c_3] = 2,2$ грн/(кВт·ч), $[c_Q] = 2200$ грн/Гкал

Как видно из табл. 3, при заданных ценах на энергоносители (условное топливо, электроэнергия, теплота) и удельную электрическую мощность установки срок окупаемости мини-ТЭЦ составляет 2,7 года.

Для оценки срока окупаемости мини-ТЭЦ при увеличении удельной стоимости оборудования достаточно умножить его на относительное увеличение удельной стоимости, то есть при удельной стоимости 2500 USD/кВт срок окупаемости составит 3,4 года, при 3000 USD/кВт – 4 года.

На подобных мини-ТЭЦ в летний период часто практикуют отключения станции. Как видно, при анализе данных табл. 3, при заданных ценах на энергоносители за летний период прибыль мини-ТЭЦ составляет ~358 тыс./пер., что свидетельствует в пользу работы станции.

Отключение станции летом в ночное время, не принесет прибыль, поскольку увеличит долю зарплаты в себестоимости электроэнергии и теплоты в другое время. Доля зарплаты в расходах ТЭЦ 82,2 грн/ч, если убытки меньше этой суммы (44,09 грн/ч, 220 грн/ночь и ~6600 грн/мес.), тогда часть зарплаты компенсируется. В случае останова станции зарплату дежурному персоналу необходимо платить.

Как видно из рис. 2а, при цене инвестиций 2000 USD/(кВт·э), реализация рассматриваемой мини-ТЭЦ установленной электрической мощностью 110 кВт является перспективной только при минимальной цене на условное топливо $c_{у.т.} = 40$ USD/т.у.т. и ценах 2016 г. на электроэнергию $[c_3] = 2,2$ грн/(кВт·ч) и теплоту $[c_Q] = 2200$ грн/Гкал.

Интерес представляет исследование изменения сроков окупаемости рассматриваемой мини-ТЭЦ в зависимости от цен на энергоносители. Результаты таких исследований представлены на рис. 2.

Согласно рис. 2б, при минимальной цене инвестиций (2000 USD/(кВт·э)), реализация рассматриваемой мини-ТЭЦ установленной электрической

мощностью 450 кВтэ (350 кВт·э первый ОРЦ контур и 100 кВт·э – второй) при современных ценах на электроэнергию $[c_3] = 2,2$ грн/(кВт·ч) и теплоту $[c_Q] = 2200$ грн/Гкал перспективна при $c_{у.т.} = 70$ USD/т.у.т.

Отметим, что для мини-ТЭЦ, работающей на биомассе, то есть на М.Т., считается, что длина маршрута доставки топлива не должна превышать 15–25 км [6]. Увеличение мощности энергоустановки приводит также к увеличению длины тепловых сетей, а следовательно, и тепловых потерь. Все перечисленное с учетом годового прироста биомассы [17], собственно, и определяет рациональную электрическую мощность рассматриваемой энергоустановки величиной 500–1000 кВт·э.

Подобная ситуация имеет место и при оценке инвестиций. С увеличением мощности мини-ТЭЦ удельная стоимость оборудования падает.

Таким образом, проект мини-ТЭЦ на биомассе мощностью 110 кВт·э при существующих ценах на энергоносители имеет срок окупаемости более 5 лет. Для уменьшения сроков окупаемости проекта целесообразно реализовывать мини-ТЭЦ на биомассе начиная с мощности 450–550 кВт·э, простой срок окупаемости такой станции при действительных ценах на энергоносители составит 2,7–4 года, в зависимости от удельной стоимости оборудования.

Продажа электроэнергии из биомассы по «зеленому тарифу» (0,1239 Евро/(кВт·ч)) сокращает срок окупаемости рассматриваемой ТЭЦ как минимум в 1,5 раза.

Использование мини-ТЭЦ на территории Украины

В соответствии с Государственным стандартом Украины (ДСТУ Б В.1.1-27:2010 [20]) территория разделена на климатические зоны (рис. 3). Продолжительность отопительного периода на территории Украины колеблется от 125 до 250 дней.



Рис. 3 – Районирование территории Украины по количеству градусо-дней отопительного периода [20]

В качестве примера была рассмотрена реализация энергетической установки на биомассе для г. Запорожье, имеющего средние значения по температурным показателям наружного воздуха. Для других регионов Украины такая установка будет типовой, что позволит обеспечить серийность мини-ТЭЦ на биомассе и уменьшит их стоимость.

Самый эффективный режим работы мини-ТЭЦ (КПД = 72,5 %), рассматриваемой схемы (рис. 1), реализуется при температуре наружного воздуха менее чем минус 5 °С (режим 3). В этом случае воздушный конденсатор отключен и нет потерь теплоты в окружающую среду при конденсации рабочего тела.

Следовательно, увеличение отопительного периода позволит поднять эффективности использования теплоты сжигаемого топлива за счет повышения продолжительности работы энергетической установки в когенерационном режиме выработки тепловой и электрической энергии.

Выводы

С целью определения основных технико-экономических показателей выполнен расчет характеристик четырех основных режимов работы мини-ТЭЦ, при комбинированной схеме, с рабочим телом R-600a (для климатических условий г. Запорожье):

– летний режим – дневной режим ГВС и с отключением подачи воды в ночное время (с 0 до 5 часов);

– 1 режим – начало и конец отопительного периода с температурой наружного воздуха в интервале +8 – +5 °С;

– 2 режим – продолжение (перед окончанием) отопительного периода с температурой наружного воздуха в интервале 0 – +5 °С;

– 3 режим – максимальный отпуск теплоты в период стояния минусовых температур наружного воздуха.

Показано, что при удельной стоимости 2000 USD/кВт·э инвестиций, реализация данной мини-ТЭЦ установленной электрической мощностью 110 кВт, является перспективной (срок окупаемости 3,2 года) только при цене на условное топливо меньше, чем $c_{у.т.} = 40$ USD/т.у.т. и ценах на электроэнергию [$c_{э}$] = 2,2 грн/(кВт·ч) и теплоту [$c_{т}$] = 2200 грн/Гкал. Если установленная электрическая мощность мини-ТЭЦ 450 кВт (350 кВт·э первый ОРЦ контур и 100 кВт·э – второй) при этих же ценах на электроэнергию и теплоту ее реализация перспективная до $c_{у.т.} = 70$ USD/т.у.т.

Таким образом, проект мини-ТЭЦ на биомассе мощностью 110 кВт·э при существующих ценах на энергоносители имеет срок окупаемости более 5 лет. Для уменьшения сроков окупаемости целесообразно реализовывать мини-ТЭЦ начиная с электрической мощности 450–550 кВт·э, простой срок окупаемости такой станции при современных ценах на энергоносители составит 2,7–4 года, в зависимости от удельной стоимости оборудования.

Следует отметить, что при продаже электроэнергии из биомассы по «зеленому тарифу»

(0,1239 Евро/(кВт·ч)) срок окупаемости данной мини-ТЭЦ сокращается в 1,5 раза.

Установленные государством преференции (+5 %) при использовании оборудования украинского производства сделают предлагаемые мини-ТЭЦ еще более конкурентными. Это можно утверждать, руководствуясь наличием производств в Украине: котельного оборудования, воздушных конденсаторов, разработок современных и эффективных проточных частей турбин на НРТ.

Мини-ТЭЦ на биомассе, с использованием ОРЦ технологии, будет являться универсальной для всех регионов Украины, что даст возможность обеспечить их серийность и позволит уменьшить стоимость.

Список литературы

- 1 Постанова Кабінету Міністрів України № 942 від 7 вересня 2011 р. Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2020 року [Електронний ресурс] / Кабінет Міністрів України. – 2011. – № 942. – 5 с. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/942-2011-p>. – Загл. з екрану. – 13.01.2017.
- 2 Постанова Президії НАН України № 179 від 20 грудня 2013 р. Основні наукові напрями та найважливіші проблеми фундаментальних досліджень у галузі природничих, технічних і гуманітарних наук Національної академії наук України на 2014–2018 роки [Електронний ресурс] / Кабінет Міністрів України. – 2013. – № 179. – 42 с. – Режим доступу: www.nas.gov.ua/text/CouncilOfPresidents/Napryamky.pdf. – Загл. з екрану. – 12.12.2016.
- 3 **Гелету́ха, Г. Г.** Анализ энергетических стратегий стран ЕС и мира и роли в них возобновляемых источников энергии. Аналитическая записка БАУ № 13 [Электронный ресурс] / **Г. Г. Гелету́ха, Т. А. Железна, А. К. Праховник** // Биоэнергетическая ассоциация Украины. – 2015. – 18 с. – Режим доступа: www.uabio.org/activity/uabio-analytics. – Загл. с экрана. – 26.11.2016.
- 4 **Кожуховский, И. С.** Концепция развития инфраструктуры электроснабжения и централизованного теплоснабжения на основе распределенной генерации и когенерации [Электронный ресурс]. – 2013. – 29 с. – Режим доступа: http://nnhpe.spbstu.ru/wp-content/uploads/2015/09/2013_10_24_АПБЭ.pdf. – Загл. с экрана. – 10.12.2016.
- 5 США инвестируют в строительство 10 мини-ТЭЦ в Харьковской обл. [Электронный ресурс] / ЭлектроВести. Портал про электроснабжение. – 2015. – Режим доступа: http://elektrovesti.net/41896_ssha-investiruyut-v-stroitelstvo-10-mini-tets-v-kharkovskoy-obl. – Загл. с экрана. – 12.12.2016.
- 6 **Матиюк, Л. Н.** Основная концепция: «Биоэнергетическая деревня» [Электронный ресурс] / **Л. Н. Матиюк** // Специальное агентство по возобновляемым ресурсам (FNR). – Gülzow : Fachagentur Wachsende Rohstoffe e.V., 2016. – 54 с. – Режим доступа: http://saee.gov.ua/sites/default/files/1_Bio.pdf. – Загл. с экрана. – 04.01.2017.
- 7 **Шубенко, А. Л.** Разработка каскадной тепловой схемы турбоустановки на низкокипящих рабочих телах для сельской энергетики / **А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, В. П. Саранин** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 10(1232). – С. 13–24. – Бібліогр.: 26 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.02.
- 8 **Соколов, Е. Я.** Теплофикация и тепловые сети : учеб. для вузов / **Е. Я. Соколов**. – Москва : Издательский дом МЭИ, 2006. – 472 с.
- 9 Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности [Текст] / **А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, А. В. Сенецкий, Н. Ю. Бабак** // Институт проблем машиностроения НАН Украины. – Харьков, 2014. – 320 с. – ISBN 978-966-02-7059-6.
- 10 ГКД 34.09.108-98. Розподіл витрати палива на теплових електростанціях на відпущену електричну і теплову енергію при їх комбінованому виробництві. Методика / **С. М. Герасимов, І. П. Винницький, Й. С. Мисак, Т. Г. Кахикало**. – Львів : ЛьвівОРГРЕС, 1998. – 18 с.
- 11 **Неженцев, В. В.** Повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов в промышленности / **В. В. Неженцев, В. С. Дубовик**. – Киев : Техника, 1990. – 128 с.
- 12 Перевод малой теплоэлектроцентрали на сжигание местного топлива в объемах, обеспечивающих ее работу в летнее время / **А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, С. В. Роговой** // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – № 04(122). – С. 17–26. – ISSN 2218-1849.
- 13 **Гелету́ха, Г. Г.** Комплексний аналіз технологій виробництва енергії з твердої біомаси в Україні. Частина 1. Солома / **Г. Г. Гелету́ха, Т. А. Железна, О. І. Дроздова** // Промислова теплотехніка. – 2013. – Т. 35. – № 3. – С. 57–63. – ISSN 0204-3602.
- 14 **Зинченко, В.** Энергия мискантуса. Дешевой нефти не будет! / **В. Зинченко, М. Яшин** // ЛесПром информ. – 2011. – № 6. – С. 134–140. – ISSN 1996-0883.
- 15 **Передерий, С.** Щепка как твердое биотопливо в Европе / **С. Передерий** // ЛесПром информ. – 2010. – № 5. – С. 132–135. – ISSN 1996-0883.
- 16 ДСТУ 2042-92. Брикети торф'яни на комунально-побутові потреби. Технічні умови. – Введено 01.01.1993. – Київ : Державний комітет стандартизації метрології та сертифікації України, 1993. – 4 с.
- 17 **Тюрина, Э. А.** Инновационные технологии переработки биомассы в экологически чистые топлива и электроэнергию / **Э. А. Тюрина** // Возобновляемая энергетика. Пути повышения энергетической и экономической эффективности REENROR-2013: матер. Первого Междун. форума 22–23 октября 2013 г. – Москва : Объединенный институт высоких температур РАН, 2013. – С. 361–363.
- 18 Мы делаем энергию зеленой! [Электронный ресурс] / Биоэнергетическая ассоциация Украины : официальный сайт. – 2016. – Режим доступа: <http://www.uabio.org/ru/>. – Загл. с экрана. – 20.12.2016.
- 19 **Гнеушев, В. А.** Логика сооружения и обеспечения биотопливом мини-ТЭЦ в Украине / **А. В. Гнеушев, А. С. Стадник, Ю. А. Крохмалюк** // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2012. – № 07(101). – С. 44–52. – ISSN 2218-1849

20 ДСТУ Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. – Введено 01.11.11. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2011. – 127 с.

Bibliography (transliterated)

- Cabinet of Ministers of Ukraine** (2011), "Postanova Kabinetu Ministriv Ukrainy no. 942 vid 7 veresnya 2011 r. Pro zatverdzhennya pereliku prioritetnih tematicnih napryamiv naukovih doslidzhen i naukovo-tehnicnih rozrobok na period do 2020 roku [Resolution of the Cabinet of Ministers of Ukraine no. 942 on September 7, 2011. On approving the list of priority thematic areas of research and scientific and technological development for the period till 2020]", *Cabinet of Ministers of Ukraine*, No. 942, available at: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/942-2011-п> (accessed 13 January 2017).
- Cabinet of Ministers of Ukraine** (2013), "Postanova PrezidiY NAN Ukrainy no. 179 vid 20 grudnya 2013 r. Osnovni naukovi napryami ta nayvazhlivishi problemi fundamentalnih doslidzhen u galuzi prirodnicnih, tehnicnih i gumanitarnih nauk Natsionalnoy akademiy nauk Ukrainy na 2014–2018 roki [Resolution of the Presidium of the National Academy of Sciences of Ukraine no. 179 on December 20, 2013 The main research areas and the most important problems of basic research in the field of natural, technical and humanitarian sciences of the National Academy of Sciences of Ukraine on 2014–2018]", *Cabinet of Ministers of Ukraine*, No. 179, available at: www.nas.gov.ua/text/CouncilOfPresidents/Napryamky.pdf (accessed 12 December 2016).
- Geletuha, G. G., Zheleznyaya, T. A. and Prahovnik, A. K.** (2015), "Analiz energeticheskikh strategiy stran ES i mira i roli v nih vobnovlyayemykh istochnikov energii. Analiticheskaya zapiska BAU № 13 [An analysis of the energy strategies of the EU and the world and the role into them of renewable energy sources. Analytical Note BAU number 13]", *Bioenergeticheskaya assotsiatsiya Ukrainy*, available at: www.uabio.org/activity/uabio-analytics (accessed 26 November 2016).
- Kozhuhovskiy, I. S.** (2013), "Kontseptsiya razvitiya infrastrukturyi elektrosnabzheniya i tsentralizovannogo teplosnabzheniya na osnove raspredelennoy generatsii i kogeneratsii [The concept of infrastructure development electric power supply and district heating based on cogeneration and distributed generation]", *Sankt-Peterburgskiy politehnicheskiy universitet Petra Velikogo*, available at: http://nnhpe.spbstu.ru/wp-content/uploads/2015/09/2013_10_24_АПБЭ.pdf, (accessed 10 December 2016).
- (2015), "SShA investiruyut v stroitelstvo 10 mini-TETS v Harkovskoy obl. [United States to invest in the construction of 10 mini-CHP in the Kharkiv region]", *ElektroVesti. Portal pro elektrosnabzhenie*, available at: http://elektrovesti.net/41896_ssha-investiruyut-v-stroitelstvo-10-mini-tets-v-kharkovskoy-obl (accessed 12 December 2016).
- Matyuk, L. N.** (2016), "Osnovnaya kontseptsiya: "Bioenergeticheskaya derevnya" [The basic concept: "Bioenergy Village"]". *Special Agency for Renewable Resources (FNR)*, Gülzow, Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V., available at: http://sae.gov.ua/sites/default/files/1_Bio.pdf, (accessed 04 January 2017).
- Shubenko, O., Malyarenko, V., Babak, M., Senetskiy, O. and Sarapin, V.** (2017), "Developing the Cascade Thermal Circuit for the Turbine Unit Operating on Low-Boiling Working Medium Intended for Agricultural Power Engineering", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 13–24, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.02.
- Sokolov, E. Ya.** (2006), "Teplofikatsiya i teplovyie seti: uchebnik dlya vuzov [District heating and heat networks: a textbook for high schools]", Publishing House MEI, Moscow.
- Shubenko, A. L., Malyarenko, V. A., Senetskiy, A. V. and Babak, N. Yu.** (2014), "Kogeneratsionnye tehnologii v energetike na osnove primeneniya parovykh turbin maloy moshchnosti [Cogeneration technologies in energy on based the use of low-power steam turbines]", *IPMach NAS of Ukraine*, Kharkov, ISBN 978-966-02-7059-6.
- Gerasimov, S. M., Vinnitskiy, I. P., Misak, Y. S. and Kahikalo, T. G.** (1998), "GKD 34.09.108-98. Rozpodil vitrati paliva na teplovih elektrostantsiyah na vidpuschenu elektrichnu i teplovu energiyu pri Yh kombinovanomu virobnitstvi. Metodika [GCD 34.09.108-98. fuel distribution at the thermal power stations for the supplied electricity and heat with their combined production. Methodology]", *LvivORGRES*, Lviv, Ukraine.
- Nezhentsev, V. V. and Dubovik, V. S.** (1990), "Povyishenie effektivnosti ispolzovaniya toplivno-energeticheskikh resursov v promyshlennosti [More efficient use of energy resources in the industry]", *Technik*, Kiev, Ukraine.
- Shubenko, A. L., Babak, N. Yu., Senetskiy, A. V. and Rogovoy, S. V.** (2014), "Perevod maloy teploelektrotsentrali na szhiganie mestnogo topliva v ob'emah, obespechivayuschih ee rabotu v letnee vremya [Translation of small heat and power plant on the local combustion of fuel in quantities that ensure its work in the summer time]", *Energy saving. Energy. Energy audit*, No. 04(122), pp. 17–26, ISSN 2218-1849.
- Geletuha, G. G., Zheleznyaya, T. A. and Drozdov, O. I.** (2013), "Kompleksnyy analiz tehnologii vyrobništva energii z tverdoi biomasy v Ukraini. Chastyna 1. Soloma [Comprehensive analysis of the technologies of energy production from solid biomass in Ukraine. Part 1. Straw]", *Prom. teplotehnika*, Vol. 35, No. 3, pp. 57–63, ISSN 0204-3602.
- Zinchenko, V. and Yashin, M.** (2011), "Energiya miskantusa. Deshevoy nefi ne budet! [Energy miscanthus. Cheap oil will not!]", *LesProm inform*, No. 6, pp. 134–140, ISSN 1996-0883.
- Perederiy, S.** (2010), "Schepa kak tverdoe biotoplivo v Evrope [Wood chips as a solid biofuel in Europe]", *LesProm inform*, No. 5, pp. 132–135, ISSN 1996-0883.
- (1993), "DSTU 2042-92. Briketi torfyani na komunalno-pobutovi potrebi. Tehnicni umovi [DSTU 2042-92. Briquettes of peat for household needs. Technical conditions]", *State Committee for Standardization and Certification Ukraine*, Kiev, Ukraine.
- Tyurina, E. A.** (2013), "Innovatsionnye tehnologii pererabotki biomassy v ekologicheski chistye topliva i elektroenergiyu [Innovative technologies for processing biomass into clean fuel and electricity]", *Vobnovlyayemaya energetika. Puti povysheniya energeticheskoy i ekonomicheskoy effektivnosti REENROR-2013: mater.*

- Pervogo Mezhdun. foruma 22-23 oktyabrya 2013 g.*, pp. 361–363, Ob'edinennyi institut vysokih temperatur RAN, Moscow, Russia.
- 18 (2016), "My delaem energiyu zelenoy! [We make green energy!]", *Bioenergeticheskaya assotsiatsiya Ukrainy. Official website of the manufacturer*, available at: <http://www.uabio.org/ru/> (accessed 20 December 2016).
- 19 **Gneushev, V. A., Stadnik, A. S. and Krohmaluk, Yu. A.** (2012), "Logika sooruzheniya i obe-specheniya biotoplivom mini-TETS v Ukraine [Logic of construction and ensure biofuels mini-CHP in Ukraine]", *Energy saving. Energy. Energy audit*, No. 07 (101), pp. 44–52, ISSN 2218-1849.
- 20 (2011), "DSTU B V.1.1-27:2010. Budivelna klImatologiya [DSTU B V.1.1-27:2010. Construction climatology]", *Minregionbud Ukraine*, Kiev, Ukraine.

Сведения об авторах (About authors)

Шубенко Александр Леонидович – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, заведующий отделом оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, ORCID 0000-0001-9014-1357.

Shubenko Oleksandr – Member-correspondent of National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Department Head in Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Бабак Николай Юрьевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины; ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Babak Mykola – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, Senior Research Fellow in Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, A.N. Podgorny Institute For Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, , Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Сенецкий Александр Владимирович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net, ORCID 0000-0001-8146-2562.

Senetskyi Oleksandr – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, Senior Research Fellow in Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine; Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Сарапин Владимир Павлович – главный конструктор отдела оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: sarapin_v@mail.ru, ORCID 0000-0002-5323-5351.

Sarapin Volodymyr – Chief Designer in Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Шубенко, А. Л. Оценка технико-экономических показателей каскадной тепловой схемы турбоустановки на низкокипящих рабочих телах / **А. Л. Шубенко, Н.Ю. Бабак, А.В. Сенецкий, В. П. Сарапин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 6–15. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.01.

Please cite this article as:

Shubenko, O., Babak, M., Senetskyi, O. and Sarapin, V. (2017), "Estimating the Engineering and Technical Performances for the Stage Thermal Circuit of Turbine Unit Operating on Low-Boiling Working Media", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 6–15, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.01.

Будь ласка посилайтеся на цю статтю наступним чином:

Шубенко, О. Л. Оцінка техніко-економічних показників каскадної теплової схеми турбоустановки на низкокипящих рабочих телах / **О. Л. Шубенко, М. Ю. Бабак, О. В. Сенецкий, В. П. Сарапин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 6–15. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.01.

АНОТАЦІЯ Наведено результати техніко-економічного аналізу з оцінки величини інвестицій і термінів окупності впровадження двокаскадної когенераційної установки малої потужності на низькокипячому робочому тілі, з метою реалізації стратегії «біоенергетичного селища». Виконано дослідження з порівняння зміни термінів окупності даної міні-ТЕЦ в залежності від цін на енергоносії. Доцільно реалізовувати міні-ТЕЦ на біомасі починаючи з потужності 450–550 кВт-е, простий термін окупності такої станції при дійсних цінах на енергоносії складе 2,7–4 роки.
Ключові слова: енергозбереження, «біоенергетичне селище», низькокипяче робоче тіло, теплова схема, електрична потужність, теплофікаційний і конденсаційний режими, техніко-економічні показники, окупність енергоустановки.

Поступила (received) 14.02.2017

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Л. С. БУТОВСКИЙ, В. А. ПЕШКО, О. С. МОРОЗ

ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ТЕПЛООБМЕНА РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБУУСТАНОВКИ Т-100/120-130 ПАО «ХАРЬКОВСКАЯ ТЭЦ-5»

АННОТАЦИЯ Европейский союз принял директиву о развитии когенерации до уровня в 10 % от общей выработки электроэнергии. Основные экономические проблемы ТЭЦ проявляются при снижении тепловой нагрузки и соответствующем повышении себестоимости электроэнергии. С точки зрения экологической безопасности городов централизованное теплоснабжение является преимущественным видом поставки тепла. Построена геометрическая модель ротора высокого давления (РВД) с учетом данных визуального контроля, полученного при планово-предупредительном ремонте. Рассчитаны граничные условия (ГУ) РВД при пусках из холодного состояния (ХС), из неостывшего (НС) и из горячего состояния (ГС), которые изменяются во времени в течение всего периода пуска. При расчете ГУ РВД учтены изменения параметров на переменных режимах работы.

Ключевые слова: централизованное теплоснабжение, геометрическая модель, ротор высокого давления, пуск из холодного состояния, из неостывшего состояния, из горячего состояния, граничные условия теплообмена.

O. CHERNOUSENKO, L. BUTOVSKY, V. PESHKO, O. MOROZ

THE GEOMETRIC MODEL AND BOUNDARY CONDITIONS OF HEAT TRANSFER OF THE HIGH PRESSURE ROTOR OF THE TURBINE T-100/120-130 OF THE PJSC "KHARKIV CHPP-5"

ABSTRACT The experience of Denmark, Finland and Russia shows that up to 90 % of the urban demand in heat and electricity can be provided in a joint cycle of their production. The European Union adopted a directive about the development of co-generation to a level of 10% of total electricity generation. From the point of view of the energy business there is valuable in big cities the presence of the combined networks of consumers who use both electricity and heat. Cogeneration systems of most Ukrainian cities are characterized by a high degree of deterioration of thermal power station and thermal networks. The heat consumption of the population is also reduced because of high tariffs for thermal energy. Main economic problems CHP manifested during reducing of the heat load and the corresponding increase in the cost of electricity. In terms of environmental safety of urban district heating it is advantageous. Therefore, the extension of exploitation of the heat power stations is actual and requires special studies. The geometric model of the high pressure rotor, based on visual inspection dates during the repair works, is building. To optimize the calculations in the model there were selected the regulating stage and the first four non-regulated stages of the high pressure rotor, where the metal temperature is high and we have the maximum temperature gradients in the starting regimes. The boundary conditions during the starting from the cold, non-hot and hot states were calculated. When calculating the boundary conditions the changes of the working parameters are were taken into account.

Key words: centralized heat power, geometric model, high pressure rotor, cold state, hot state, non-hot state, boundary conditions.

Введение

Опыт Дании, Финляндии и России показывает, что до 90 % потребности городов в тепле и электроэнергии можно обеспечивать в совместном цикле их производства. Европейский союз принял директиву о развитии когенерации до уровня в 10 % от общей выработки электроэнергии, однако ее реализация затруднена из-за огромных затрат на выделение коридоров для строительства тепловых сетей и сложностей с убеждением потребителей в целесообразности переключения на централизованные системы теплоснабжения. В Украине эти проблемы были решены еще на стадии планирования застройки. С точки зрения энергетического бизнеса ценным в крупных городах есть наличие объединенных сетями потребителей, использующих одновременно электроэнергию и тепло.

Теплофикационные системы большинства городов Украины характеризуются высокой сте-

пенью износа оборудования ТЭЦ и тепловых сетей, часть ТЭЦ фактически являются крупными котельными с небольшой электрогенерацией, часть крупных промышленных потребителей отключились от централизованных систем теплоснабжения, либо резко сократили свое теплопотребление. Теплопотребление населения также снижается из-за высоких тарифов на тепловую энергию и внедрение индивидуального теплоснабжения.

Основные экономические проблемы ТЭЦ проявляются при снижении тепловой нагрузки и соответствующем повышении себестоимости электроэнергии. С точки зрения экологической безопасности городов централизованное теплоснабжение является преимущественным. Поэтому продление эксплуатации ТЭЦ актуально и требует специальных исследований [1, 2].

Цель работы

Создание геометрической модели ротора высокого давления (РВД) паровой турбины Т-100/120-130 мощностью 100 МВт блока № 1 «Харьковская ТЭЦ-5» и определение граничных условий теплообмена на пусковых режимах работы.

Режимы работы турбины Т-100/120-130 ст. № 1

Определение граничных условий теплообмена РВД турбоустановки Т-100/120-130 ст. № 1 проведено для наиболее характерных в эксплуатации ТЭЦ режимов работы (табл. 1) – пуски из холодного состояния (ХС), из неостывшего состояния (НС) и из горячего состояния (ГС).

Таблица 1 – Характеристика пусковых режимов энергоблока ст. № 1 с турбиной Т-100/120-130

Наименование режима пуска	Температура РВД перед пуском, °С	Продолжительность нагружения, мин
Пуск из ХС	не более 150	370 (6 ч. 10 мин.)
Пуск из НС	240	315 (5 ч. 15 мин.)
Пуск из ГС	405-460	235 (3 ч. 55 мин.)

Температуры и давления пара на пусковых режимах, а также электрические нагрузки взяты из графиков пусков из различных тепловых состояний, предоставленных цехом наладки и лабораторией металлов ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». Графики построены согласно данным самописцев энергоблока Т-100/120-130 ст. № 1 для пуска из ХС и ГС (рис. 1а, б). Таким же образом использовался график пуска из НС.

В РВД технологические особенности рассматриваемых режимов работы турбоустановки учитывались заданием тепловых граничных условий (ГУ) I–IV рода и объемных центробежных усилий. Учитывалось влияние давления пара на номинальном и переменных режимах работы. Рассчитывались параметры пара в проточной части турбины на переменном режиме работы. Коэффициенты теплоотдачи α вычислялись по критериальным зависимостям [3]. На остальных поверхностных ребрах модели ГУ III рода находились с использованием линейной интерполяции. На поверхности осевой проточки задавались условия отсутствия теплообмена. Для режима простоя турбоагрегата, в соответствии с РТМ [3], задавались также условия теплоизоляции по всей проточной части. Материал РВД – легированная сталь Р2МА (25Х1М1Ф). Теплофизические и физико-механические характеристики стали Р2МА (25Х1М1Ф) в зависимости от температуры задавались по данным [5].

Геометрическое моделирование и граничные условия РВД турбины Т-100/120-130

На первом этапе поверочного расчета разработана методика создания пространственных конструкций элементов турбомашин с применением программного продукта *Solidworks* для РВД с учетом технологических выборок материала, которые образовались при механической обработке трещин, растрескиваний и промоин на поверхностях ротора. Технологические выборки материала элементов оборудования получены с учетом экспериментальных данных визуального контроля и магнитопорошковой диагностики (МПД) (данные эксплуатирующих организаций и лабораторий металла электрических станций).

Изменения в проектной документации на конструкцию основных высокотемпературных элементов паровой турбины, внесенные с учетом ремонтно-восстановительных работ после периода эксплуатации 201150 ч, могут влиять на показатели теплового и напряженно-деформированного состояния этих высокотемпературных элементов турбины и на общий срок эксплуатации. При этом такое влияние может быть направлено в сторону увеличения индивидуального ресурса. Так, например, увеличение размеров проточек канавок роторов с целью устранения трещин приводит к уменьшению уровня напряжений и продлению ресурса оборудования.

По результатам проведенного технического аудита состояния металла РВД дефектов не было обнаружено, поэтому при моделировании геометрии РВД в процессе поверочного расчета изменений в проектную конструкцию завода изготовителя не вносилось.

Геометрическая модель ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 приведена на рис. 2. Для оптимизации расчетов в модели выбрана регулирующая ступень и первые четыре нерегулируемые ступени РВД, где температура металла является наиболее высокой и имеют место максимальные градиенты температур на пусковых режимах.

На схеме модели ротора высокого давления показаны характерные точки на поверхности ротора, для которых задавались значения температуры, давления и определялись коэффициенты теплоотдачи.

На втором этапе поверочного расчета был разработан способ решения с помощью программных комплексов *SolidWorks Simulation* краевой задачи нестационарной теплопроводности с заданием граничных условий (ГУ) теплообмена на поверхностях РВД на базе созданных геометрических 3D моделей. Граничные условия отвечали эксплуатационным режимам по типу пусков из холодного, горячего и неостывших состояний и стационарного режима.

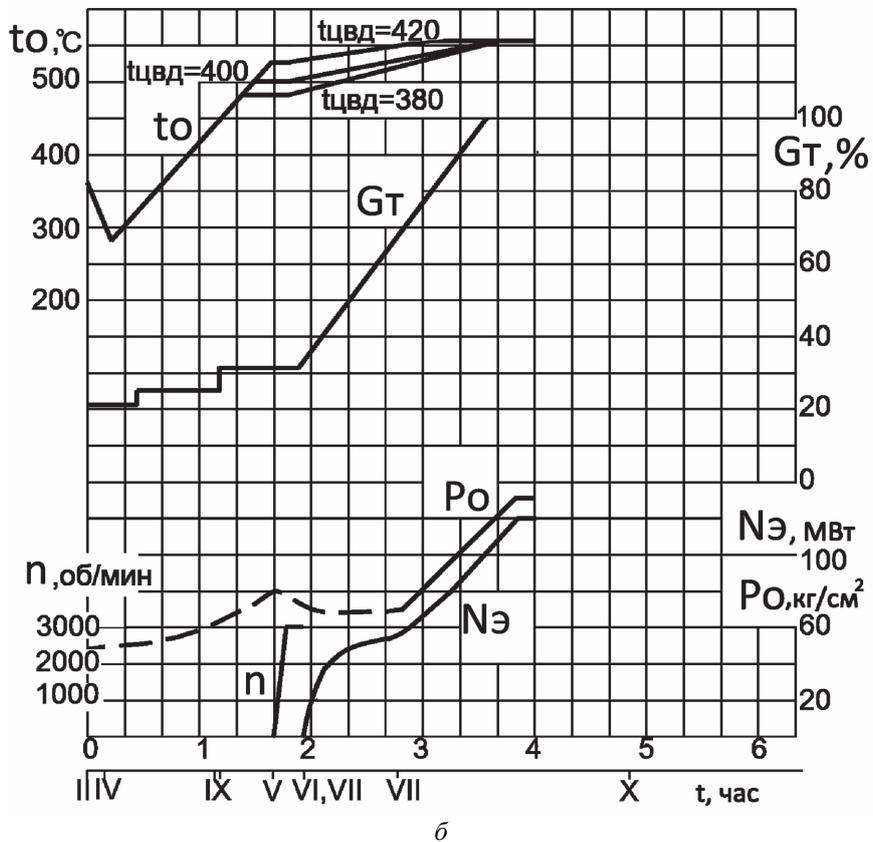
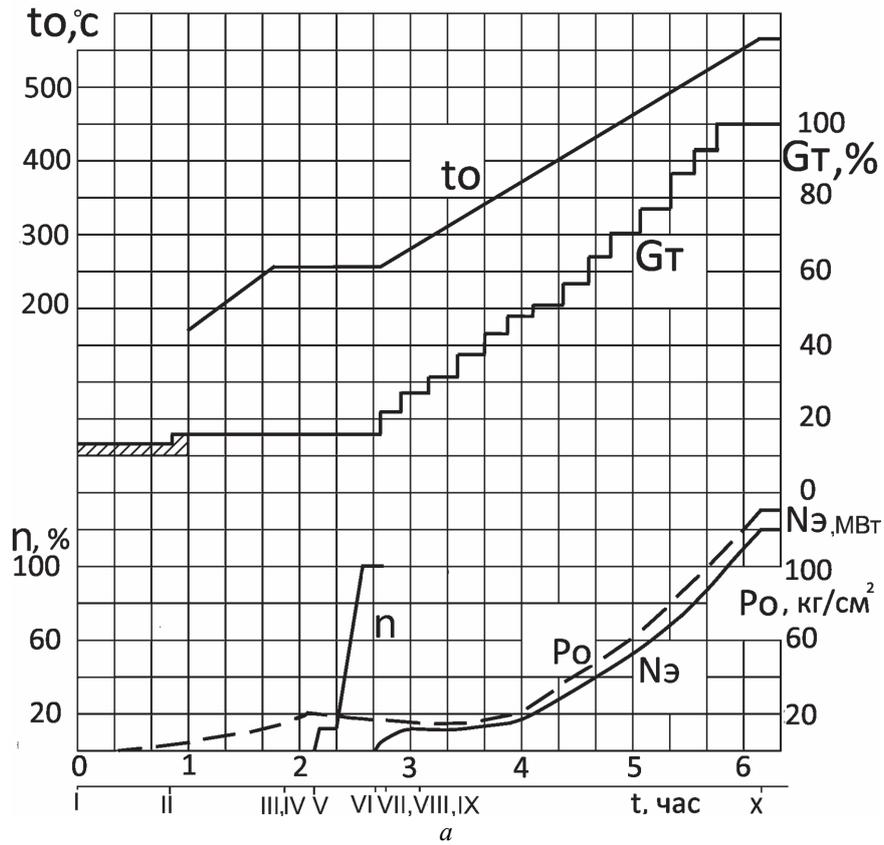


Рис. 1 – Пуск енергоблока Т-100/120-130 ст. № 1:
 а – из ХС (ЦВД, $t_{мет} = 100-150 \text{ } ^\circ\text{C}$); б – из ГС (ЦВД, $t_{мет} > 400 \text{ } ^\circ\text{C}$)

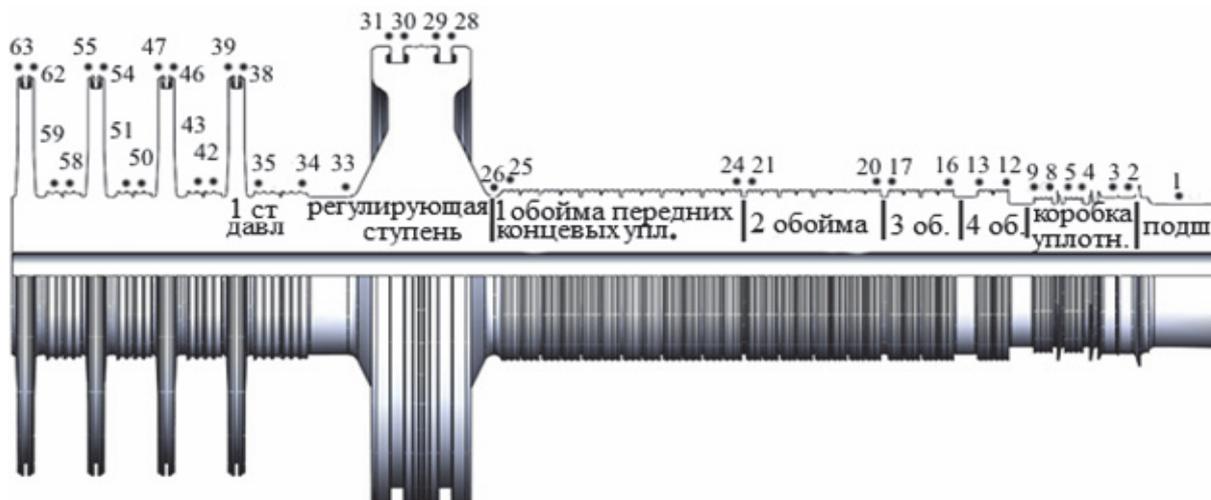


Рис. 2 – Схема расположения точек расчета коэффициентов теплоотдачи по поверхности ротора высокого давления турбины T-100/120-130 ст. № 1 Харьковской ТЭЦ-5

При задании ГУ учитывались схемы утечек пара в уплотнениях, реальные графики пуска из различных тепловых состояний. Коэффициенты теплоотдачи α для различных участков РВД определялись согласно критериальным уравнениям [3]. На поверхностях РВД при решении краевой задачи нестационарной теплопроводности задавали нестационарные ГУ I–IV рода с учетом эксплуатационных переменных режимов работы.

ГУ I рода, когда известна температура поверхности тела в текущий момент времени, имеют вид

$$T_{\text{ст}} = f(x, y, z, \tau). \quad (1)$$

ГУ II рода задавались по тепловому потоку на поверхности тела $q_{\text{ст}}$ для изолированных поверхностей элементов паровой турбины

$$q_{\text{ст}} = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = f_2(x, y, z, \tau). \quad (2)$$

$$\begin{cases} \text{Re} = 2,4 \cdot 10^2 - 8,7 \cdot 10^3; \text{Nu} = 0,256 \cdot \text{Re}^{0,6} \left(\frac{s}{\delta} \right)^{-0,085} \left(\frac{h}{\delta} \right)^{-0,075} \text{Pr}^{0,43}; \\ \text{Re} = 8,7 \cdot 10^3 - 1,7 \cdot 10^5; \text{Nu} = 0,04545 \cdot \text{Re}^{0,8} \left(\frac{s}{\delta} \right)^{-0,1} \left(\frac{h}{\delta} \right)^{-0,1} \text{Pr}^{0,43}. \end{cases} \quad (5)$$

В уравнениях (3)–(5), охватывающих область $s/\delta = 3,8-8,2$ и $\delta/h = 0,047-0,17$, где s – расстояние между соседними однотипными зубцами уплотнения; δ – высота зазора; h – максимальное расстояние между уплотняемыми поверхностями, определяющим размером при расчете значений

$$\text{Re} = 2 \cdot 10^2 - 6 \cdot 10^3, \quad \text{Nu} = 1,14 \text{Re}^{0,6} \left(\frac{s}{\delta} \right)^{-0,56} \left(\frac{h}{\delta} \right)^{-0,075} \text{Pr}^{0,43}. \quad (6)$$

$$\begin{cases} \text{Re} \leq 1 \cdot 10^4, & \text{Nu} = 2,04 \text{Re}^{0,5} \left(\frac{h}{\delta} \right)^{-0,56} \text{Pr}^{0,43}, \\ \text{Re} = 6 \cdot 10^2 - 1,2 \cdot 10^5, & \text{Nu} = 0,0476 \text{Re}^{0,7} \left(\frac{h}{\delta} \right)^{-0,56} \text{Pr}^{0,43}. \end{cases} \quad (7)$$

ГУ III рода задавались по температурам пара и закономерности теплообмена между средой и поверхностью тела в виде

$$-\lambda \left(\frac{dT}{dn} \right) = \alpha (t_{\text{ст}} - t_{\text{ср}}). \quad (3)$$

ГУ IV рода соответствовали идеальному контакту твердых тел, когда оба тела на границе их соприкосновения имеют одинаковые температуры и тепловые потоки, и задавались для контакта элементов паровой турбины в виде

$$\begin{cases} T_{\text{ст}1} = T_{\text{ст}2}, \\ -\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = -\lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_2. \end{cases} \quad (4)$$

Для участков РВД с прямоточными уплотнениями уравнения конвективного теплообмена использовались в виде

критериев Re и Pr является удвоенная высота зазора – 2δ .

Для ступенчатых уплотнений РВД в диапазоне указанных значений критерия Рейнольдса расчетные формулы имеют вид

Для диафрагменных и промежуточных уплотнений с прямоточными и ступенчатыми лабиринтами ($Z \leq 8$) РВД использовалось уравнение вида

$$Nu = \frac{0,0552}{k} Re^{0,9} \left(\frac{\delta}{h}\right)^{0,7} Pr^{0,43}. \quad (8)$$

где k – коэффициент расхода для данного типа лабиринтового уплотнения, обычно ($k = 0,6-1,3$),

$$k = \frac{G}{f \sqrt{g(p_1^2 - p_2^2) / (zRT_{cp})}}; \quad p_1, p_2 - \text{ полное давление пара перед лабиринтом и за ним.}$$

Формулу (8) рекомендуется использовать в диапазоне изменения параметров $Re = 3,5 \cdot 10^3 - 2,5 \cdot 10^4$; $\delta/h = 0,12-0,45$; $M = c/a < 0,8$; $T_f/T_w \approx 1$,

где M – число Маха.

Для расчета величин α на цилиндрических участках РВД используется формула

$$Nu = A Re_\epsilon^{0,8} Pr^{0,33}. \quad (9)$$

При определении ГУ при нестационарных режимах работы использовалась расчетная оценка температуры пара на переменных режимах на поверхностях элементов паровой турбины. При резких изменениях режима работы турбины в проточной части происходит быстрое изменение температуры пара. Экспериментально установлено, что на начальных стадиях пуска энергоблока измеренные штатными датчиками значения температур свежего пара и пара промперегрева как по скоростям их изменения, так и по статическому уровню ниже истинных значений температуры пара. Поэтому предложена следующая расчетная методика оценки температуры на переменных режимах работы паровых турбин (на примере расчетного определения температуры пара в камере регулирующей ступени, которая практически совпадает с температурой за регулирующей ступенью).

Расчет параметров потока в системе парораспределения и регулирующей ступени начинался с определения давления за стопорным клапаном и перед регулирующими клапанами по формуле, приведенной в работе [4]

$$P_1 = P_0 \left[(0,97 - 0,98) \cdot \left(\frac{G}{G_{max}}\right)^2 \right]. \quad (10)$$

Зависимость давления пара в камере регулирующей ступени на переменном режиме определялась по формуле Стодола-Флюгеля

$$\frac{P_3}{P_{3max}} = \frac{G}{G_{max}} \sqrt{\frac{T_3}{T_{3max}} \frac{1 - (P_{3max}/P_{zmax})^2}{1 - (P_3/P_z)^2}}. \quad (11)$$

где P_{3max}, T_{3max} – давление и температура за регулирующей ступенью на максимальном режиме работы (при G_{max}); P_{zmax} – давление пара на выходе из ЦВД на максимальном режиме работы; P_3, T_3, P_z – текущие значения давления и

температуры за регулирующей ступенью и давление пара на выходе из ЦВД.

Для учета влияния температуры на первой итерации процесс считали изотермическим, а затем определяли температуру пара за регулирующей ступенью (T_3) и уточняли расчет в процессе повторных итераций. При сопловом парораспределении конденсационных турбин выпуск пара в турбину управлялся несколькими регулирующими клапанами. От каждого в определенной последовательности открывающегося клапана пар направлялся к отдельному сопловому сегменту. Площадь сегментов сопел определялась в тепловом расчете турбины, или по уравнению неразрывности для каждой группы сопел. Давления за регулирующими клапанами на переменном режиме рассчитывались по коэффициенту расхода из уравнения неразрывности в виде

$$\mu_i = \frac{G_i}{k_0 F_{jc} P_3}, \quad (12)$$

где G_i – текущее значение расхода через i -й клапан, кг/с; $i = 1 \dots n$; n – число точек разбивки расходов на переменном режиме; k_0 – коэффициент начальных параметров; F_{jc} – площадь j -й группы сопел, м²; $j = 1 \dots m$; m – число регулирующих клапанов.

После определения значения коэффициента расхода μ_i , по экспериментальным кривым $\mu = f(P_3/P_2)$ рассчитывалось давление за регулирующими клапанами P_2 . При расчете каждой последующей группы сопел уточнялся расход через предыдущую группу при полностью открытом ($j-1$)-м регулирующем клапане по уравнению неразрывности.

Для определения температуры за регулирующей ступенью на переменном режиме работы турбоустановки для текущих значений расходов пара G_i строился процесс расширения пара в группе регулирующих клапанов и регулирующей ступени. Энтальпия смешения h_1 (энтальпия начала расширения пара в группе нерегулируемых ступеней) определялась по формуле

$$h_1 = h_0 - \frac{\sum(G_j \times H_{j0})}{G}, \quad (13)$$

где G_j – текущий расход через j -й регулирующий клапан; h_0 – энтальпия свежего пара; H_{j0} – адиабатический перепад энтальпий на регулирующей ступени, определяемый по давлению за регулирующими клапанами P_2 и давлением в камере регулирующей ступени P_3 .

Затем по энтальпии смешения в точке начала расширения пара в группе нерегулируемых ступеней

пеней определялась температура пара за регулирующей ступенью по термодинамическим таблицам воды и водяного пара или по упрощенным формулам.

Мощность турбины определяли как сумму мощности регулирующей ступени и группы нерегулируемых ступеней

$$N_i = N_{ipc} + GH_0\eta_{oi}, \quad (14)$$

где N_{ipc} – мощность регулирующей ступени; G – расход пара через нерегулируемые ступени турбины, равный текущему значению расхода через все клапаны; H_0 – адиабатический перепад энтальпий на нерегулируемых ступенях; η_{oi} – относительный внутренний КПД группы нерегулируемых ступеней.

Для определения мощности регулирующей ступени использовалась формула

$$N_{ipc} = \eta_{oi}^{pc} \sum (G_j H_{0j}), \quad (15)$$

где η_{oi}^{pc} – относительный внутренний КПД регулирующей ступени (согласно рекомендациям $\eta_{oi}^{pc} = 0,75$).

Расхождение экспериментальных и расчетных данных составляет около 4%, что позволяет использовать предложенную методику определения граничных условий теплообмена – температуры пара в камере регулирующей ступени турбины – для расчетной оценки теплового состояния ротора и корпуса на переменных режимах работы.

Для РВД были рассчитаны ГУ при пусках из холодного состояния, из неостывшего и из горячего состояния. Для примера на рис. 3

приведены коэффициенты теплоотдачи α для проточной части РВД при пуске из ХС ($t_{мет} = 100$ °С) для 5 режимов: $n = 3000$ об/мин., $N_3 = 10$ МВт, 30 МВт, 40 МВт, 120 МВт.

Как видно, при увеличении мощности турбины значения коэффициентов теплоотдачи растут и максимальные расчетные значения α фиксируются на максимальной нагрузке $N_3 = 120$ МВт. Значения максимальных величин α находятся в диапазоне $\alpha = (16500–21690)$ Вт/(м²·К) и приходятся на первую обойму переднего уплотнения, направляющий аппарат регулирующей ступени и промежуточные уплотнения между ступенями давления (см. рис. 2). Обращает на себя внимание также значительный градиент α в проточной части ротора. Минимальные значения α отмечаются в выточках ротора.

Для мощности $N_3 = 120$ МВт на рис. 4 приведены расчетные значения α по длине ротора для трех видов пусковых режимов ХС, НС и ГС в расчетных точках (см. рис. 2).

Как видно из рис. 4, для указанной мощности не наблюдается зависимости значения α от характера пускового режима. Значения α несколько выше для пуска из НС.

С использованием геометрической модели высокотемпературного РВД турбины Т-100/120-130 ст. № 1 и ГУ для основных пусковых режимов, характерных для энергоблока мощностью 100 МВт ПАО «Харьковской ТЭЦ-5», по соответствующим методикам [4, 5] были проведены расчеты теплового и напряженно-деформированного состояния РВД паровой турбины ст. № 1, а также получена оценка его остаточного ресурса [6].

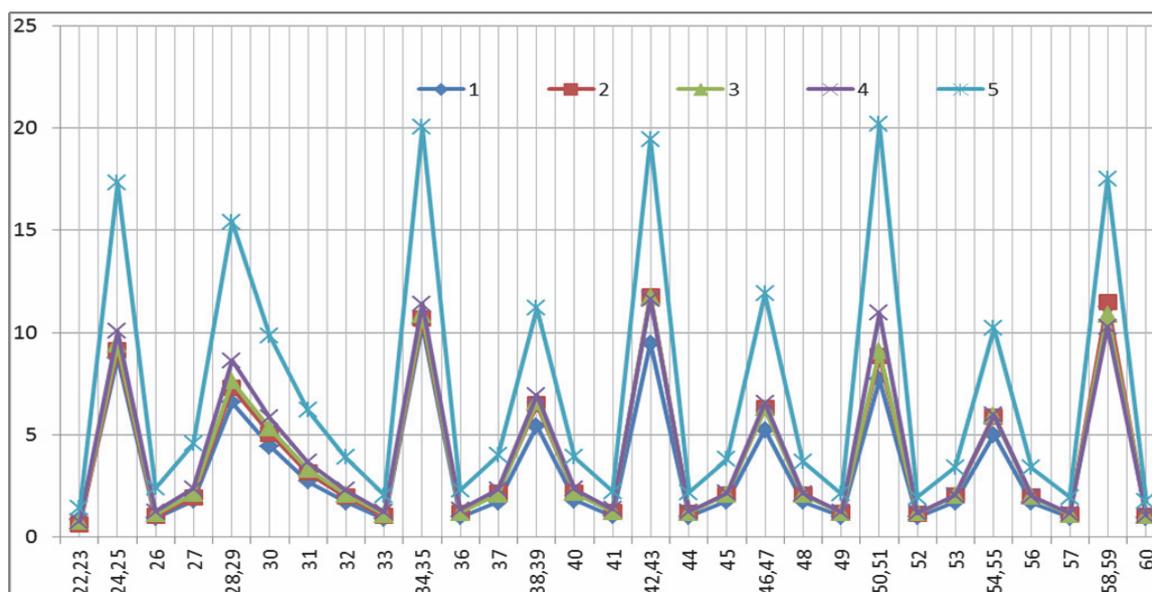


Рис. 3 – Расчетные значения коэффициентов теплоотдачи для РВД при пуске из горячего состояния (ГС) (обозн. точек см. на рис. 2): 1 – $n = 3000$ об/мин.; 2 – $N_3 = 10$ МВт; 3 – 30 МВт; 4 – 40 МВт; 5 – 120 МВт

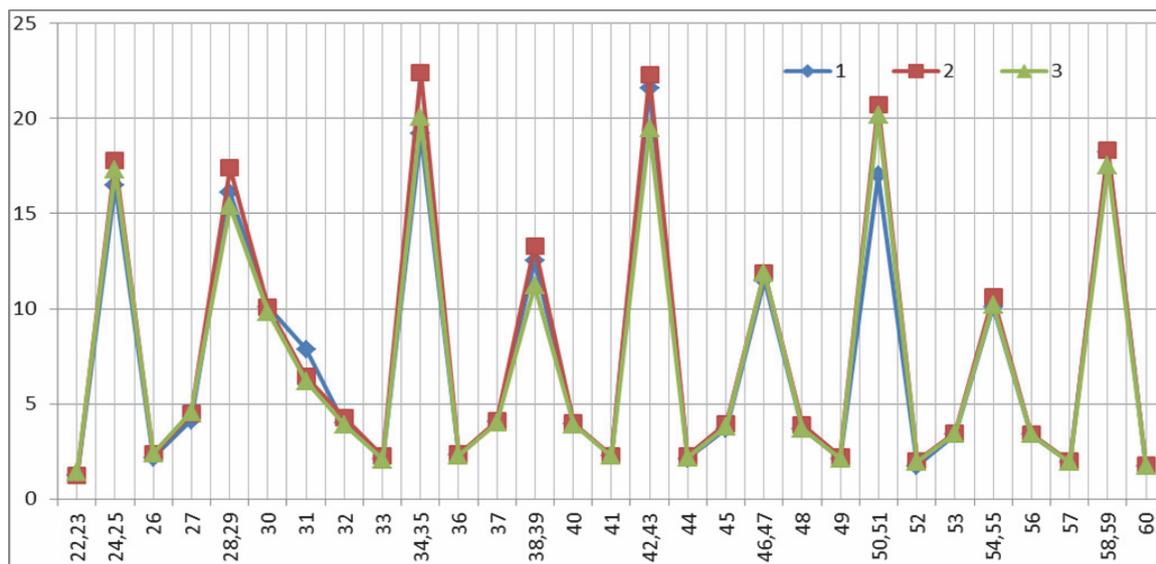


Рис. 4 – Расчетные значения коэффициентов теплоотдачи α вдоль проточной части РВД для трех режимов пуска: ХС, НС, ГС при мощности турбины $N_3 = 120$ МВт; 1– ХС; 2– НС; 3– ГС

Выводы

1 Построена геометрическая модель РВД. Для оптимизации расчетов в модели выбраны регулирующая ступень и первые четыре нерегулируемые ступени, где температура металла является наиболее высокой и имеют место максимальные градиенты температур на пусковых режимах.

2 Граничные условия рассчитаны при пусках из холодного, неостывшего и горячего состояний с учетом изменения режимных параметров.

3 Коэффициенты теплообмена увеличиваются с ростом мощности турбины, имеют максимальное значение при $N_3 = 120$ МВт и на номинальной мощности практически не зависят от вида пуска.

4 Максимальная величина коэффициента теплоотдачи α находится в диапазоне $\alpha = (19450-22290)$ Вт/(м²·К) и приходится на диафрагменное уплотнение после диска первой ступени давления.

Список литературы

- 1 Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 : Нормативний документ Мінпаливенерго України, – Офіц. вид. – Київ : ГРІФРЕ : М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с.
- 2 **Мацевитий, Ю. М.** Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путем модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации / **Ю. М. Мацевитий, Н. Г. Шульженко, В. Н. Голощапов** ; под общ. ред. **Ю. М. Мацевитого**. – Киев : Наук. думка, 2008. – 366 с.
- 3 РТМ 24.020.16-73. Турбины паровые стационарные. Расчёт температурных полей роторов и цилиндров паровых турбин методом электромоделирования. – Москва, 1973. – № ВК-002/3209. – 104 с.
- 4 **Шульженко, Н. Г.** Оперативная расчетная оценка

теплого и термонапряженного состояния высоко-температурных роторов паровых турбин / **Н. Г. Шульженко, Н. Н. Афанасьев, А. В. Пожидаев, О. Ю. Черноусенко** // Энергетика и электрификация. – 2007. – № 4. – С. 60–66.

- 5 РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость. – Москва, 1985. – № АЗ-002/7382. – 49 с.
- 6 **Шульженко, Н. Г.** Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни: СОУ-Н МПЕВ 40.1-21677681-52:2011 : методичні вказівки Міненерговугілля України / **Н. Г. Шульженко**. – Офіц. вид., 2011. – 24 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 (2005), *Kontrol' metalu i prodovzhennya terminu eksploatatsiyi osnovnykh elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovykh elektrostantsiy: SOU-N MPE 40.17.401:2004: Normatyvnyy dokument Minpalyvenerho Ukrainy, Typova instruktsiya [Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004]*, GRIFRE, Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev, Ukraine. Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev, Ukraine.
- 2 **Macevityj, Ju. M., Shul'zhenko, N. G., Goloshhapov, V. N.** (2008), *Povyshenij energojeffektivnosti raboty turbostanovok TES i TEC putem modernizacii, rekonstrukcii i sovershenstvovanija rezhimov ih jekspluatacii [The increasing of efficiency of working of the turbine installation on HPS and HPTS by the modernization, reconstruction and improving of operating regimes]*, Nauk. Dumka, Kiev, Ukraine.
- 3 (1973), *Turbyni parovie stacyonarnie. Raschet temperaturnykh polej rotorov y tsylindrov parovykh turbyn metodom elektromodelirovaniya. RТМ 24.020.16-73 [The steam stationary turbines. The calculating of the temperature fields of rotors and cylinders of steam turbines by the methods of the electrical modeling RТМ 24.020.16-73]*, No. VK-002/3209, Moscow, Russia.
- 4 **Shul'zhenko, N. G., Afanas'ev, N. N., Pozhidaev, A. V. and Chernousenko, O. Ju.** (2007), "Operativnaja ra-

- schetnaja ocenka teplovogo i termo naprjazhenogo sostojanija vysokotemperaturnyh rotorov parovyh turbin [The online calculated evaluation of heat and stress-stain state of high temperature rotors of steam turbines]", *Jen-ergetika i jelektifikacija [Power engineering and elec-trification]*, No. 4, pp. 60–66.
- 5 (1985), *Detali parovyh stacionarnyh turbin. Raschjot na malociklovuju ustalost': RTM 108.021.103 [Details of steam stationary turbines. The calculation on the small cycling fatigue: RTM 108.021.103]*, No. AZ–002/7382, Moscow, Russia.
- 6 **Shul'zhenko, N. H.** (2011), *Vyznachennya rozrakhunkovo-ho resursu ta otsinky zhyvuchosti rotoriv ta korpusnykh detaley turbiny SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 [The calculating of the design life and estimate of the endurance of the rotors and stator details of the turbine: SOU-N MPE 40.1-21677681-52:2011]*, Kiev, Ukraine.

Сведения об авторах (about authors)

Черноусенко Ольга Юрьевна – доктор технических наук, профессор, заведующая кафедрой Теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; тел.: (067) 504-82-92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; cher_olya@2c.kiev.ua; ORCID 0000-0002-1427-8068.

Chernousenko Olga Yuriivna – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute by Igor Sikorsky"; Kyiv, Ukraine.

Бутовский Леонид Сергеевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры Теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; тел.: (096) 633-07-21; e-mail: home_129@mail.ru; ORCID 0000-0001-8947-9887.

Butovsky Leonid Sergiyovitch – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Docent, , Docent of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute by Igor Sikorsky"; Kyiv, Ukraine.

Пешко Виталий Анатольевич – аспирант кафедры Теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; тел.: (067) 176-54-71; e-mail: vapeshko@gmail.com; ORCID 0000-0003-0610-1403.

Peshko Vitaliy Anatoliyovych – Postgraduate Student at the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute by Igor Sikorsky"; Kyiv, Ukraine.

Мороз Олег Сергеевич – магистрант кафедры Теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; тел.: (067) 451-15-70; e-mail: morozoleg95@gmail.com; ORCID 0000-0002-3906-8913.

Moroz Oleh Sergiyovitch – Student at the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute by Igor Sikorsky"; Kyiv, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Черноусенко, О. Ю. Геометрическая модель и граничные условия теплообмена ротора высокого давления турбоустановки Т-100/120-130 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» / **О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовский, В. А. Пешко, О. С. Мороз** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 11(1233). – С. 16–23. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.02.

Please cite this article as:

Chernousenko, O., Butovsky, L., Peshko, V. and Moroz, O. (2017), "The Geometric Model and Boundary Conditions of Heat Transfer of the High Pressure Rotors of the Turbine T-100/120-130 of the PJSC "Kharkiv HPS-5", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 16–23, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.02.

Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:

Черноусенко, О. Ю. Геометрична модель та граничні умови теплообміну ротора високого тиску турбоустановки Т-100/120 ВАО «Харківська ТЕЦ-5» / **О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовський, В. А. Пешко, О. С. Мороз** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 11(1233). – С. 16–23. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.02.

АНОТАЦІЯ Європейський союз прийняв директиву про розвиток когенерації до рівня в 10 % від загального виробітку електроенергії. Основні економічні проблеми ТЕЦ проявляються при зниженні теплового навантаження і відповідному підвищенні собівартості електроенергії. З точки зору екологічної безпеки міст централізоване теплопостачання є переважним. Побудована геометрична модель ротора високого тиску (ВТ) турбіни з урахуванням даних візуального контролю при планово-попереджувальному ремонті. Розраховані граничні умови (ГУ) ротора ВТ при пусках з холодного стану (ХС), з неостиглого (НС) і з гарячого стану (ГС), що змінюються в часі протягом усього періоду пуску. При розрахунку ГУ ротора ВТ враховані зміни параметрів на різних режимах роботи.

Ключові слова: централізоване теплопостачання, геометрична модель, ротор високого тиску, пуск з холодного стану, з неостиглого стану, з гарячого стану, граничні умови теплообміну.

Поступила (received) 10.02.2017

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.03

В. Н. ГОЛОЩАПОВ, О. В. КОТУЛЬСКАЯ, Т. Н. ПАРАМОНОВА**О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОНЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ СО ВСТРЕЧНЫМИ ГРЕБНЯМИ В ЦИЛИНДРЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ**

АННОТАЦИЯ В работе выполнено исследование возможности применения уплотнения со встречными разношаговыми гребнями в конструкции переднего концевого уплотнения при условии равенства расхода через исходный и предлагаемый варианты конструкций. Для оценки протечек через уплотнение было выполнено расчетное исследование его сектора, состоящего из восьми неподвижных и семи вращающихся гребней. Проведено сравнение расходов пара в рассматриваемых конструкциях при различных значениях радиальных зазоров. Выполненная оценка показывает возможность использования уплотнений со встречными гребнями при принятой схеме передних концевых уплотнений турбины К-325-23,5 ПАО «Турбоатом».

Ключевые слова: турбина, переднее концевое уплотнение, уплотнение со встречными гребнями, расход, радиальный зазор.

V. GOLOSHCHAPOV, O. KOTULSKAYA, T. PARAMONOVA**APPROPRIATENESS OF THE USE OF END SEALS WITH CROSSED CRESTS FOR THE HIGH PRESSURE CYLINDER**

ABSTRACT The efficiency of operation of the steam turbines of a high power is defined by the values of steam leakage through the seals, and first of all through the end seals that can occupy more than 30% of the length of high pressure rotor. The seals of a step type used at the present time change their performances if the crests are worn down during the overhaul period and can be restored at mid-life and/ or subjected to capital repairs. Therefore, the search for the rotor seal construction that would allow for an increase in the reliability of turbine operation is rather vital. The purpose of this research was to estimate appropriateness of the replacement of HPC step-type seals by noncontact seals with crossed crests. The method used for the solution of stated problem was the computation investigation of the flow of viscous high temperature steam through the sealing sector with crossed crests at different values of the radial clearance and axial movements. The flow rate comparison data showed that the original step-type seal with the radial clearance of 0.7 mm can be replaced by the noncontact seal with crossed crests with the radial clearance of 0.5 to 0.6 mm at the typical operation to provide a reliable operation. Moreover, steam leakages through the front end seal can be reduced for the offered structure option in comparison with the original option.

Key words: turbine, front end seal, the seal with crossed crests, the flow-rate and the radial clearance.

Введение

Эффективность работы паровых турбин большой мощности во многом зависит от протечек пара через уплотнения и, прежде всего концевые, для чего применяются лабиринтовые уплотнения различных типов, из которых для концевых уплотнений цилиндров наиболее широкое применение получили уплотнения ступенчатого типа. Классификация лабиринтовых уплотнений и выбор их типа для стационарных паровых, газовых турбин и компрессоров представлены в руководящем техническом материале [1].

Лабиринтовые бесконтактные уплотнения служат для ограничения утечек рабочей среды вдоль поверхности вала из корпуса турбомашин, а также перетечек между ступенями и лопаточными венцами ротора и статора. Они представляют

собой ряд последовательно расположенных друг за другом узких кольцевых щелей-зазоров и просторных камер. Зазоры между ротором и статором образуются их концевыми поверхностями и заостренными кромками гребней разделяющих камер.

Цель работы

Выполнить оценку целесообразности замены в концевых уплотнениях ЦВД уплотнений ступенчатого типа на уплотнения со встречными гребнями при смещенном шаге, однотипное с применяемым в качестве надбандажных в цилиндрах высокого и среднего давлений турбин, выпускаемых ПАО «Турбоатом».

Подход к определению типа уплотнения

Рабочий процесс в уплотнении – дросселирование – заключается в переводе разности потенциальных энергий среды разделяемых полостей в кинетическую энергию, а затем в тепло за счет гашения скорости струй, истекающих из кольцевых щелей, трением, образующимся в интенсивных вихрях, формирующихся в камерах.

Робота виконана в рамках проекту № Об. 4.1-17/II-85-16 «Підвищення ефективності проточних частин циліндрів високого та середнього тиску парових турбін великої потужності на основі оптимізації відсіків ступенів у широкому діапазоні їх роботи» цільової програми наукових досліджень НАН України «Науково-технічні основи енергетичної співпраці між Україною і Європейським Союзом» «Об'єднання-3».

Ограничение утечки достигается следующими средствами [1]:

- уменьшением зазора;
- уменьшением сечения струи в зазоре за счет создания отрывного течения заострением кромок гребней и резким изменением направления потока;
- уменьшением скорости в зазоре путем более полного гашения скорости в камерах.

Определяющими размерами уплотнения являются необходимые значения радиального зазора δ и осевого разбега ротора при проектировании турбомашин эти размеры назначаются с учетом вероятных радиальных и осевых взаимных перемещений ротора и статора под влиянием температурных, динамических и других эксплуатационных факторов. Для уплотнительных гребней в области высоких температур используют стали 15X1M1Ф, 12X1MФ, 15ХМА при температуре $t = 530^\circ\text{C}$, и стали 08X18H10T, 12X18H10T при температуре $t = 650^\circ\text{C}$.

Выбор типа уплотнений производится по условию достижения минимальной протечки при заданных осевых и радиальных габаритах участка, отводимого под уплотнение.

В концевых уплотнениях современных паровых турбин односторонние осевые уплотнения, несмотря на их преимущества, такие как простота, неограниченное осевое перемещение, практически не применяется.

В прямоточных уплотнениях с двухсторонним расположением гребней для ослабления газодинамического возбуждения автоколебаний ротора турбомашин между гребнями статора выполняют перегородки, уменьшающие закрутку потока в сторону вращения. Роторная часть уплотнения при этом имеет кольцевые гребни.

Для ступенчатых уплотнений с выступающими и чередующимися короткими и длинными гребнями предпочтительны зазоры δ в пределах 0,4–1,0 мм, осевые разбеги не более 12–14 мм.

В последние десятилетия в паровых турбинах при относительно низких температурах для снижения утечек был установлен ряд сотовых уплотнений в цилиндрах низкого давления, заднем концевом уплотнении и последних ступенях ЦСД, температура в которых ниже 350°C [2, 3]. Несмотря на определенную эффективность сотовых уплотнений (она соизмерима с уплотнением ЦКТИ со встречными гребнями при зазоре $\delta = 1$ мм), сложность технологии их изготовления с применением высокотемпературной пайки сот к корпусам, ограниченность эффективного количества гребней в прямоточном сотовом уплотнении требует объемных исследований с учетом тепловых схем уплотнений [3].

Исследование расхода пара в уплотнениях со встречными гребнями

В ПАО «Турбоатом» при создании турбин для ТЭС и АЭС используются надбандажные уплотнения со встречными разношаговыми гребнями (рис. 1), подобными приведенным в РТМ [1] уплотнениям ЦКТИ и УТЗ, гребни которых выполнены с равным шагом.

Движение пара в уплотнении (рис. 2) сопровождается интенсивным вихреобразованием в камерах между гребнями, что обеспечивает волнообразный характер струи, снижая влияние прямо-точности на расход пара [4].

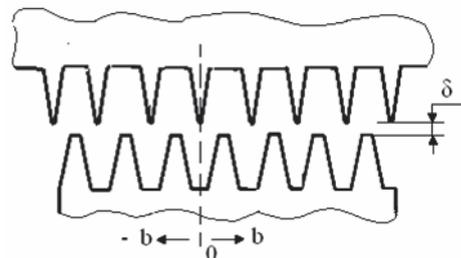


Рис. 1 – Форма надбандажных уплотнений ЦВД турбины К-325-23,5



Рис. 2 – Структура течения пара в уплотнении со встречными гребнями

На рис. 3 приведен продольный разрез переднего концевое уплотнения ЦВД турбины К-325-23,5, где в обоймах установлены кольца уплотнения с 14-ю гребнями в каждом, кроме навесной обоймы А, в которой два уплотнительных кольца имеют по семь гребней.

В обойме Д внутреннего корпуса между диском регулирующей ступени и камерой б, навесной на обойме и соединенной с проточной частью за 10-й ступенью, находится шесть колец с 84 гребнями и еще одно кольцо с 14 гребнями.

В обоймах Б и Г наружного корпуса установлены по два кольца, в обойме В – три кольца. Присоединение камер переднего концевое уплотнения (ПКУ) к системе уплотнений определяет расходы пара через кольца между камерами, так как давления в камерах связаны с режимом работы проточной части (камеры 5–7) и работой тепловой схемы турбины.

Для оценки протечек через уплотнение методом математического моделирования было выполнено расчетное исследование течения пара через сектор, состоящий из восьми неподвижных и семи вращающихся гребней, в диапазоне измене-

ния радиального зазора δ от 0,5 до 1,5 мм при начальном давлении $P_0 = 9,91$ МПа, $t_0 = 455$ °С и $v_0 = 0,03036$ м³/кг.

Расход пара через уплотнения между камерами рассчитывался по зависимости [5]

$$G = \mu F_y \sqrt{\frac{P_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{z}}$$

где P_0 – давление на входе в секцию уплотнения, расположенную между камерами; $\varepsilon = P_k/P_0$; P_k – давление на выходе; μ – коэффициент расхода уплотнения; F_y – площадь проходного сечения, $F_y = \pi d_y \delta$; d_y – диаметр уплотнения; δ – радиальный зазор; v_0 – удельный объем пара на входе в секцию уплотнения; z – количество гребней в секции уплотнения.

Формула применима при

$$\varepsilon = \frac{P_k}{P_0} = \frac{0,85}{\sqrt{z+1,5}} < 0,5457.$$

В исходном варианте ПКУ радиальный зазор между поверхностями ротора и гребнями равен $\delta = 0,7$ мм. Расход через уплотнение $G_{исх}$

определялся при коэффициенте расхода $\mu = 0,76$ [5]. Для предлагаемого сектора уплотнения со встречными гребнями и неравномерным шагом коэффициент расхода μ (приведенный по всем гребням сектора) принимался равным 0,81 при радиальном зазоре 0,5 мм и 0,7 мм.

При сохранении коэффициента расхода μ для предлагаемого варианта ПКУ и уменьшении зазора до значения $\delta = 0,5$ мм (допустимое значение зазора в ступенчатом уплотнении согласно РТМ 0,4 мм) расход пара, приведенный в табл. 1, по каждой секции уплотнения ниже, чем в варианте, заложенном в конструкцию ПКУ турбины.

Анализ влияния радиального зазора в уплотнении со встречными гребнями (рис. 4а) позволяет предположить, что его выбор для обеспечения минимального расхода при обеспечении отсутствия контакта гребней в условиях осевого перемещения ротора в области ПКУ при тепловом расширении относительно корпуса целесообразно проводить с учетом определения относительного расширения ротора в условиях переменных нагрузок турбины.

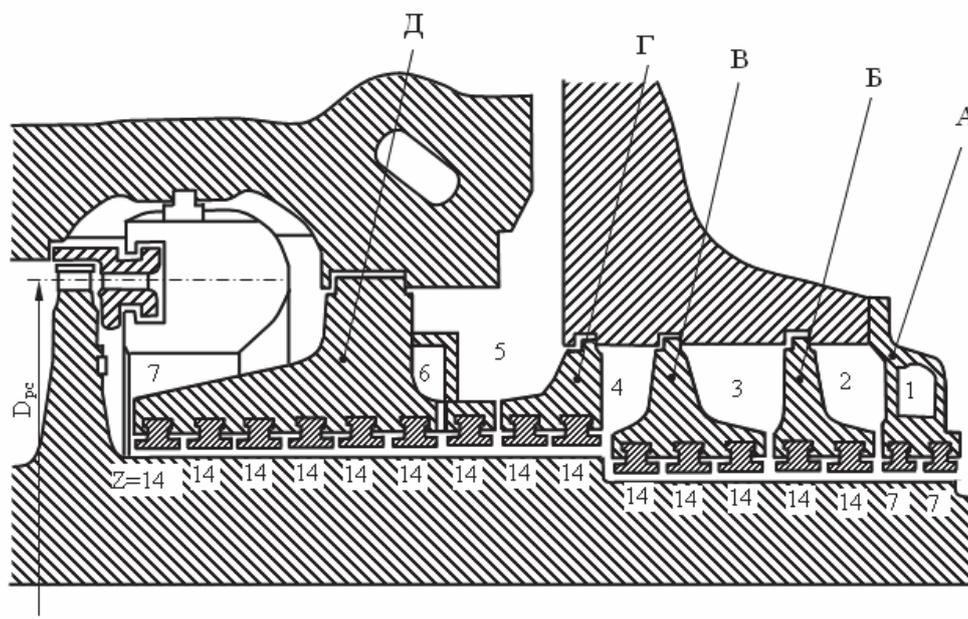


Рис. 3 – Продольный разрез переднего уплотнения ЦВД турбины К-325-23,5: А, Б, В, Г, Д – обоймы уплотнений; 1–6 – номер камеры, 7 – полость ЦВД

Таблица 1 – Расход пара через секторы ПКУ, расположенные между камерами

Параметр	δ , мм	μ	7→6	5→6	5→4	4→3	3→2	1→2 воздух
$G_{исх}$, кг/с	0,7	0,76	3,48	1,680	1,462	0,885	0,427	0,054
G , кг/с	0,7	0,81	3,715	1,791	1,917	0,944	0,455	0,058
G , кг/с	0,5	0,81	1,284	1,279	1,369	0,674	0,325	0,041

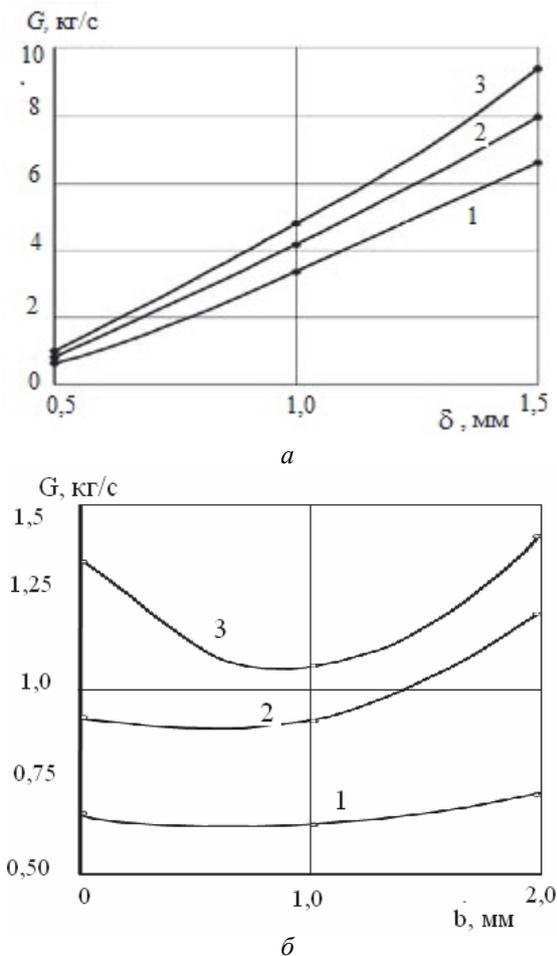


Рис. 4 – Влияние зазоров в уплотнении со встречными гребнями на протечки пара:
 а – от величины радиального зазора; б – от осевого смещения; 1 – $\bar{P} = 0,81$; 2 – $\bar{P} = 0,71$;
 3 – $\bar{P} = 0,61$

На изменение расхода пара при осевом смещении гребней уплотнения и их взаимном расположении (рис. 4б) существенно влияет срабатываемый перепад давления $\bar{P} = P_1 / P_0$, где P_1 – давление на выходе из сегмента, P_0 – давление на входе. При этом более сильное влияние на распределение расхода оказывает более высокое отношение давлений, что, по-видимому, вызвано положительным радиальным зазором т.е. сильное влияние оказывает условие прямооточности уплотнения при повышении скорости течения пара в струе.

С учетом бесконтактной работы гребней уплотнения для конструкции необходимо принимать такое положение гребней, при котором в условиях стационарного теплового состояния ротора и корпусных элементов уплотнения обеспечивается минимальный расход через сектора уплотнения.

Выводы

Выполненная оценка работы бесконтактного уплотнения со встречными гребнями, смещенными по шагу, и сопоставление с исходным уплотнением ступенчатого типа показывает возможность использования для ПКУ уплотнений со встречными гребнями без увеличения расхода пара при принятой схеме уплотнений для ЦВД и сохранения количества гребней в отсеках уплотнения между камерами.

Список литературы

- 1 Уплотнения лабиринтные стандартных паровых и газовых турбин и компрессоров. Проектирование и расчет: РТМ 108.020.33-86. – М.-Л.: Госстандарт, 1986. – 51 с.
- 2 Лисянский, А. С. Практический опыт внедрения сотовых надбандажных уплотнений на блоках сверхкритического давления мощностью 250-800 МВт / А. С. Лисянский, В. Г. Грибин, Ю. А. Сахин, О. В. Фатьков, К. В. Горлицын, С. В. Ушинин // Электрические станции. – 2013. – № 10. – С. 8–13. – ISSN 0201-4564.
- 3 Буглаев, В. Т. Сотовые уплотнения в турбомашинах / В. Т. Буглаев, А. А. Климов, В. Т. Перевезенцев, С. В. Перевезенцев. – Брянск : БГТУ, 2002. – 148 с.
- 4 Голощанов, В. Н. Характеристики надбандажных уплотнений со встречными гребнями ступеней цилиндра высокого и среднего давлений паровых турбин [Электронный ресурс] / В. Н. Голощанов, С. В. Алёхина, О. В. Котульская, Т. Н. Парамонова, В. А. Конеv // Материалы XV междунар. н/т конф. «Соверш. турбоустановок методами матем. и физ. моделирования» 15 сентября 2015. – Змиев : ИПМаш НАНУ, 2015. – 5 с. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Загл. с этикетки диска.
- 5 Щегляев, А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. – Москва : Энергоатомиздат, 1993. – 416 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 (1986), *Labyrinth packing standard steam and gas turbines and compressors. Engineering and design. RTM 108.020.33-86*. Moscow, Russian.
- 2 Lisyanskiy, A. S., Gribin, V. S., Sahnin, Yu. A., Fatkov, O. V., Gorlitsyn, K. V. and Ushinin, S. V. (2013), "Prakticheskiy opyt vnedreniya sotovykh nadbandazhnykh uplotneniy na bloках sverhkriticheskogo davleniya moshchostyu 250-800 MVt [Practical experience in implementing cellular nadbandazhnykh seals on power units of supercritical pressure 250-800 MVt]", *Power stations [Power stations]*, No. 10. pp. 8–13, ISSN 0201-4564.
- 3 Buglaev, V. T., Klimtsov, A. A., Perevezentsev, V. T. and Perevezentsev, S. V. (2002), *Sotovyе uplotneniya v turbinah [Call Mobile seal in turbomachines]*, BGTU, Bryansk, Russian.
- 4 Goloschapov, V. N., Alexina, S. V., Kotulskaya, O. V., Paramonova T. N. and Konev, V. A. (2015), "Harakteristiki nadbandazhnykh uplotneniy so vstrechnymi grebnyami stupeney tselindra vysokogo i srednego lavleviy parovykh turbin [Features nadbandazhnykh seals with high and medium pressure steam

turbine stages of the counter cylinder ridges]", *Reports of XV Intern conf. "An Improvement of turbine units by the methods of mathem. and phys. modeling" 15 Sept.* [Electronic], IPMash of NASU, Zmiev, Ukraine (accessed 28 September 1015).

5 **Sheglaiev, A. V.** (1993), *Parovye turbiny [Steam Turbines]*, Jenergoatomizdat [Energoatomizdat], Moscow, Russian.

Сведения об авторах (About authors)

Голощанов Владимир Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Goloshchapov Vladimir – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Котульская Ольга Валериевна – ведущий инженер, отдел моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков; Украина; e-mail: katulska@ipmach.kharkov.ua.

Kotulska Olga Valerievna – Lead Engineer, Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Парамонова Татьяна Николаевна – ведущий инженер, отдел моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков; Украина; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Paramonova Tatyana Nikolaevna – Lead Engineer, Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Голощанов, В. Н. О целесообразности применения концевых уплотнений со встречными гребнями в цилиндре высокого давления / **В. Н. Голощанов, О. В. Котульская, Т. Н. Парамонова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 24–28. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.03.

Please cite this article as:

Goloshchapov, V., Kotulska, O. and Paramonova, T. (2017), "Appropriateness of the Use of End Seals with Crossed Crests for the High Pressure Cylinder", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 24–28, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.03.

Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:

Голощанов, В. М. О доцільності застосування кінцевих ущільнень із зустрічними гребнями у циліндрі високого тиску / **В. М. Голощанов, О. В. Котульська, Т. М. Парамонова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 24–28. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.03.

АНОТАЦІЯ У роботі виконано дослідження можливості застосування ущільнення із зустрічними різношаговими гребнями в конструкції переднього кінцевого ущільнення за умови рівності витрати через вихідний і пропонуємий варіанти конструкцій. Для оцінки протікання пари через ущільнення було виконано розрахункове дослідження його сектора, що складається з восьми нерухомих і семи обертових гребенів. Проведено порівняння витрат пара в розглянутих конструкціях при різних значеннях радіальних зазорів. Виконана оцінка показує можливість використання ущільнень із зустрічними гребнями при прийнятій схемі передніх кінцевих ущільнень турбіни К-325-23,5 ПАТ «Турбоатом».

Ключові слова: турбіна, переднє кінцеве ущільнення, ущільнення із зустрічними гребнями, витрата, радіальний зазор

Поступила (received) 08.02.2017

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Т. В. НИКУЛЕНКОВА, А. Г. НИКУЛЕНКОВ

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ ЕНЕРГОБЛОКІВ АТОМНИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ (ЧАСТИНА 2)

АНОТАЦІЯ Проведені дослідження з використанням теплогідравлічного одномірного інтегрального розрахункового коду щодо впливу підвищення проектної номінальної теплової потужності до 3045 МВт на дотримання критеріїв безпечної експлуатації для енергоблоку № 2 Южно-Української АЕС. Наведені дослідження показують можливість і доцільність застосування модифікації, пов'язаної з підвищенням теплової потужності реакторної установи до 3045 МВт на енергоблоках № 1 та № 2 Южно-Української АЕС. Після успішної дослідної експлуатації можливе застосування даної модифікації і на інших атомних станціях, оцінивши при цьому специфічні відмінності енергоблоків. Представлені результати теплогідравлічного аналізу та зроблені висновки щодо доцільності впровадження такого підвищення.

Ключові слова: водо-водяний енергетичний реактор, безпечна експлуатація, підвищення теплової потужності, енергоблок, циліндр високого тиску, електроенергія.

O. CHERNOUSENKO, T. NIKULENKOVA, A. NIKULENKOV

ANALYSIS OF THE OPPORTUNITY FOR AN INCREASE IN THE THERMAL POWER OF POWER GENERATING UNITS OF NUCLEAR POWER PLANTS (PART 2)

ABSTRACT A level of scientific knowledge combined with the use of contemporary computational tools and the analysis of the experience gained in the field of safe operation provides opportunities for a decrease in the level of conservatism laid at the stage of design. This scientific paper gives the research data obtained to confirm an opportunity for an increase in the thermal power by 1.5 % for the power unit No2 at the South-Ukrainian Nuclear Power Plant based on the data of implementation and trial operation of this modification at the power unit No1 of the South-Ukrainian Nuclear Power Plant. Structurally, this scientific paper consists of the description of a pilot modification used by the power unit No1 of the South-Ukrainian Nuclear Power Plant, graphic representation of power levels before and after the introduction of the modification designed to increase the thermal power by 1.5 % and it also includes the data of thermal hydraulic analysis of the opportunity for the use of the pilot modification for the power unit No 2 at the South-Ukrainian Nuclear Power Plant provided that acceptability criteria established by the project are not exceeded. The conclusions on the influence of this modification on the safe operation have been made. In case of successful trial operation this modification can be used by other power plants with estimation of the specific distinctions of tested power units. The recommendations on the scope of measures and substantiations required for the introduction of an appropriate level of an increase in thermal power of Ukrainian power units with water-moderated water-cooled power reactors WMPR-1000 and WMPR-440 have been given. To extend the service life of power units of NPP a possible increase in the power for the classes 1 and 2 should be taken into consideration and it is recommended to be guided by the international experience.

Key words: water-moderated water-cooled power reactor, safe operation, an increase in the heat power, power unit, high pressure cylinder, and the electric power.

Вступ

Можливість та доцільність впровадження підвищення потужності діючих енергоблоків АЕС на основі використання міжнародного досвіду та встановлення концептуального підходу щодо реалізації даної модифікації на українських енергоблоках з ВВЕР-1000 та ВВЕР-440 представлено в [1].

В даній статті представлені результати дослідження направлені на підтвердження можливості підвищення теплової потужності на 1,5 % на енергоблоці № 2 Южно-Української АЕС базуючись на результатах впровадження та дослідної експлуатації даної модифікації на енергоблоці № 1 Южно-Української АЕС.

Структурно стаття складається з опису пілотної модифікації на енергоблоці № 1 Южно-Української АЕС, графічного представлення рівнів потужності до і після впровадження модифікації

щодо підвищення теплової потужності на 1,5 %, а також теплогідравлічний аналіз можливості застосування пілотної модифікації для енергоблоку № 2 Южно-Української АЕС з точки зору неперевищення встановлених проектом критеріїв прийнятності.

Мета роботи

Вирішення завдання реалізації резервів збільшення потужності діючих енергоблоків АЕС, що дозволить підвищити обсяги генерації електроенергії без істотних витрат.

Коротка характеристика енергоблоку №1 Южно-Української АЕС

Енергоблок 1000 МВт ст. № 1 Южно-Української АЕС був введений в експлуатацію 18.10.1983 року. Це моноблок, який працює за

двоконтурною схемою з системою циркуляційного водопостачання з водосховища Ташлик.

Основне обладнання енергоблоку складається з водо-водяного реактора ВВЕР-1000 номінальною тепловою потужністю 3000 МВт, чотирьох горизонтальних парогенераторів типу ПГВ-1000 продуктивністю по 1469 т/год, парової турбіни К-1000-60/1500 ХТГЗ (Харківський турбогенераторний завод) потужністю 1030 МВт і електричного генератора ТВВ-1000-4 потужністю 1000 МВт.

Циркуляція води через реактор здійснюється по чотирьох петлях першого контуру, кожна з яких включає в себе головний циркуляційний насос, що підводить і відводить трубопроводи.

Парова турбіна К-1000-60/1500 є одновальним п'яти циліндровим агрегатом (ЦВТ + ЦСТ + ЗЦНТ) з боковим вихлопом пара з циліндрів низького тиску в конденсатори. Циліндри високого, середнього та низького тиску двохпоточні. Проміжний перегрів пари здійснюється в двохступеневому пароперегрівнику після ЦВТ з попередньою сепарацією вологи з пари.

Відповідно до діючої ліцензії на право здійснення діяльності з «експлуатації ядерних установок Южно-Української АЕС» проектний термін експлуатації енергоблоку № 1 ЮУАЕС закінчився 02.12.2013 року. Рішення про доцільність здійснення заходів щодо продовження експлуатації енергоблоку АЕС приймає експлуатуюча організація, виходячи з можливості забезпечення безпеки на рівні, встановленому в діючих нормах і правилах з ядерної та радіаційної безпеки, шляхом проведення аналізу економічних факторів та технічного стану критичних елементів енергоблоку АЕС [2].

В 2013 році продовжено термін експлуатації енергоблоку, а також проведена модернізація практично всіх систем і елементів АЕС, програмно-технічних комплексів, впроваджені нові засоби вимірювання, алгоритми, комп'ютерні системи на базі сучасних технічних рішень.

1 листопада 2016 року енергоблок № 1 Южно-Української АЕС виведено на рівень теплової потужності 3045 МВт (дослідна експлуатація), що відповідає 101,5 % від проектної потужності. Понад проектні 45 МВт теплової потужності дозволяють отримати додаткових 15 МВт електричної потужності з енергоблоку.

Обґрунтування допустимих меж підвищення потужності реакторної установки

Незважаючи на консервативний підхід, прийнятий у вітчизняній ядерній галузі, атомна енергетика розвивається динамічно, впроваджуються нові конструкційні і ядерні матеріали, оптимізуються термодинамічні характеристики, розробляються і реалізуються прогресивні технологі-

чні і конструкторські рішення. Все це – велика робота з підвищення продуктивності та безпеки на діючих електростанціях.

При обґрунтуванні безпеки енергоблоку № 1 Южно-Української АЕС (звіт з аналізу безпеки) за номінальну потужності консервативно приймалась величина, яка складається: з номінального значення ($N_{\text{ном}}$), максимальної похибки вимірювання $\Delta N_{\text{вим}} = 2 \% \cdot N_{\text{ном}}$, а також максимальної похибки регулювання $\Delta N_{\text{рег}} = 2 \% \cdot N_{\text{ном}}$. З урахуванням викладеного, розрахункова теплова потужність визначена як:

$$\begin{aligned} N_{\text{розр}} &= N_{\text{ном}} + \Delta N_{\text{вим}} + \Delta N_{\text{рег}} = \\ &= 104 \% \cdot N_{\text{ном}} = 3120 \text{ МВт}. \end{aligned} \quad (1)$$

За рахунок зменшення похибки визначення потужності на 1,25 % $\cdot N_{\text{ном}}$ і збільшення точності підтримки заданої потужності на 0,5 % $\cdot N_{\text{ном}}$, створені передумови для збільшення дозволеної потужності активної зони на 1,75 % $\cdot N_{\text{ном}}$. Однак, з урахуванням не перевищення значення нейтронної потужності 109 %, що відповідає тепловій потужності 3270 МВт, при якій спрацьовує аварійний захист, значення номінальної потужності можна збільшити на 1,0 % до 3030 МВт, а значення дозволеної потужності можна збільшити на 1,5 % до 3045 МВт. В результаті такої зміни регламентного значення $N_{\text{д}}$, середню теплову потужність активної зони в номінальному режимі можна буде підвищити на 45 МВт, як показано на рис. 1. При цьому зберігається проектне значення $N_{\text{розр}} = 3120 \text{ МВт}$ (звіт з аналізу безпеки).

Дана модифікація поширюється на роботу реакторних установок в стаціонарному режимі і не впливає на безпеку при швидких змінах потужності. Значення амплітуди саморегулюючих коливань теплової потужності в стаціонарному стані прийнято з практики за багаторічну експлуатацію енергоблоку. У разі більш значних відхилень теплової потужності вступають в роботу автоматичні регулятори і обмежувачі потужності. Модернізований пристрій АРП (автоматичний регулятор потужності) забезпечує точність 1,5 %.

Відхилення потужності в більшу сторону призведе до зростання як теплогідравлічних параметрів, так і показання нейтронного потоку, що, при досягненні максимальної допустимої потужності, викличе відповідну реакцію автоматичного регулятора потужності або обмежувачів потужності.

При перехідних процесах пов'язаних зі зменшенням потужності, швидкість введення від'ємної реактивності, а також швидкість зменшення нейтронної і теплової потужностей, залежить від ефективності робочої групи органів регулювання системи управління та захисту і не пов'язана з точністю визначення теплової потужності ні до, ні після модифікації.

Для усунення вищеописаного надлишкового консерватизму запропоновано використовувати в

ТРБЕ (технологічний регламент безпечної експлуатації) величину заданої (дозволеної) потужності $N_{розр1} = 3045$ МВт, величину номінальної потужності $N_{ном1} = 3030$ МВт. Величина максимально допустимої теплової потужності реакторної установ-

ки буде дорівнює $102\% \cdot N_{ном1} = 3090$ МВт (максимально допустима потужність по ТРБЕ). Як вказано раніше, наразі робота енергоблоку на підвищеному рівні потужності знаходиться в дослідній експлуатації.

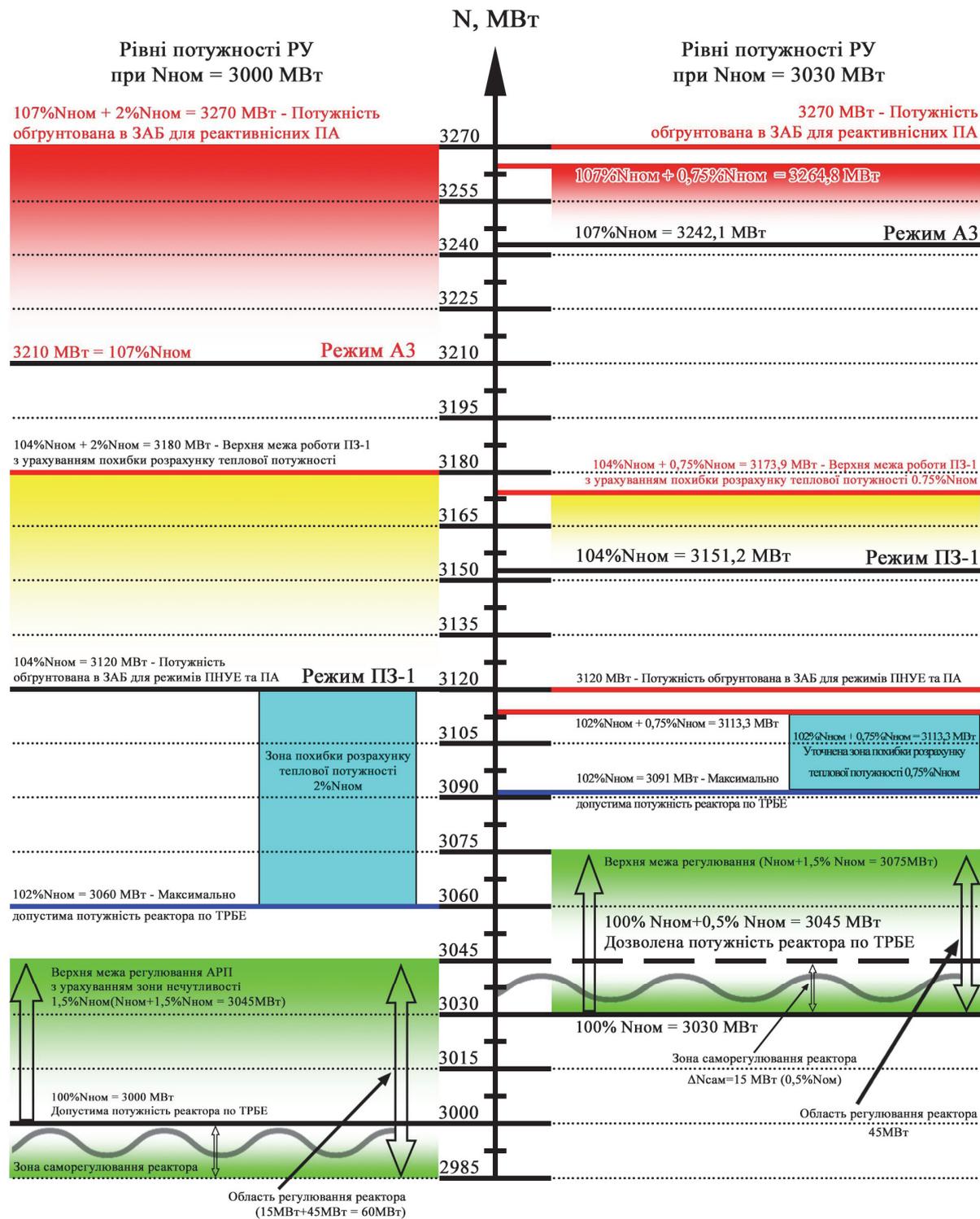


Рис. 1 – Рівні потужності реакторної установки
 РУ – реакторна установка; ЗАБ – звіт з аналізу безпеки, АЗ – аварійний захист, ПА – проектна аварія, АРП – автоматичний регулятор потужності, ПЗ – попереджувальний захист

З огляду на вищесказане та оцінюючи досвід енергоблоку № 1 на № 2 ЮУАЕС, можна констатувати, що перегляд результатів аналізу проектних аварій для енергоблоку № 2 при впровадженні даної модифікації в повному обсязі не потрібен, оскільки закладений в цьому аналізі консерватизм досить великий (аналіз проектних аварій виконаний для потужності 104 % від проектного значення, а для аварій, що пов'язані з реактивністю – 109 % від проектного значення). Проте необхідно провести аналіз щодо виявлення тих вихідних подій, для яких потрібно виконати перерахунок, з метою врахування коефіцієнтів реактивності, розрахованих відповідно до поточного паливного завантаження збірками ТВЗА (тепловиділяюча збірка), і які потенційно можуть привести до гірших наслідків (з точки зору порушення встановлених критеріїв прийнятності) ніж ті, що були використані при виконанні аналізу проектних аварій.

В рамках даної роботи за допомогою розрахункового коду *RELAP5* (код дозволений для використання при обґрунтуванні безпеки ядерної енергетичної установки згідно [3] для енергоблоку № 2 ЮУАЕС перерахована одна з таких вихідних подій «Втрата вакууму в конденсаторах турбіни». Дана вихідна подія призводить до зменшення тепловідводу від першого контуру.

Аналіз вихідної події «Втрата вакууму в конденсаторах турбіни»

Погіршення відведення тепла через другий контур відбувається внаслідок зростання тиску в парогенераторах. Дисбаланс між першим і другим контурами, а також генерацією і відведенням пари може призвести до загрози порушення цілісності границь (меж) першого і другого контурів. В свою чергу відключення головних циркуляційних насосів, в результаті втрати електроживлення, призведе до недостатнього відведення тепла від активної зони реактора і, як наслідок, може призвести до виникнення кризи тепловіддачі.

Так як дана вихідна подія характеризується зростанням температури теплоносія до спрацьовування аварійного захисту, то необхідно в розрахунках використовувати мінімальні зворотні зв'язки, що характерні для початку паливної кампанії. Зменшення тепловідводу через другий контур призводить до зростання температури теплоносія на вході в реактор, таким чином, використання мінімального β_r/β_u (коефіцієнт реактивності по густині теплоносія/сповільнювача) призводить до більшого зростання нейтронної потужності, більш високій температурі теплоносія і, відповідно, меншому запасу до кризи теплообміну, більшій кількості переданого тепла до другого контуру і більш високому тиску в ньому.

Слід зауважити, що підтримання вакууму є одним з важливих аспектів, що впливають на економічність роботи турбоустановки. На підставі численних дослідів встановлено, що при зменшенні вакууму на 1 % проти його оптимального значення – витрата пари турбоустановки, при тій же потужності, збільшується на 1–2 %. Тому спостереження за вакуумом і підтримання його в межах, установлених експлуатаційною інструкцією, є абсолютно обов'язковим. При втраті вакууму в конденсаторі парової турбіни подача в нього великої кількості пари могла б привести до надмірного підвищення в ньому тиску і пошкодження його деталей.

Отже, мета виконання розрахунку даної вихідної події, підтвердити неперевищення критерію прийнятності по тиску першого контуру ($1,15P_{1к} = 207 \text{ кГ/см}^2$, тиск надлишковий) з урахуванням поточного паливного завантаження збірками ТВЗА.

Враховуючи викладене, були прийняті наступні початкові умови:

– коефіцієнт реактивності по щільності теплоносія: $6,8 \cdot 10^{-2} \text{ 1/(г/см}^3\text{)}$;

– коефіцієнт реактивності по температурі палива: $-2,85 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$;

– ефективна частка запізнілих нейтронів: $\beta_{\text{еф}} = 0,68 \%$;

– час життя миттєвих нейтронів: $19,19 \cdot 10^{-2} \text{ с}$.

З урахуванням сказаного в (табл. 1) наведено основні параметри ядерної енергетичної установки в стаціонарному стані на момент настання вихідної події.

Таблиця 1 – Основні параметри ядерної енергетичної установки в стаціонарному стані

Параметр стану	Значення
Теплова потужність реактора, МВт	3120
Максимальна потужність тепловиділяючої збірки, МВт	27,12
Максимальний лінійний тепловий потік зовнішньої поверхні твела, Вт/см	447,9
Тиск на виході з реактора, кГ/см^2	162
Температура теплоносія на вході в реактор, $^\circ\text{C}$	288
Температура теплоносія на виході з реактора, $^\circ\text{C}$	318,2
Температура теплоносія на виході з тепловиділяючої збірки з максимальним енерговиділенням, $^\circ\text{C}$	330,7
Максимальна температура зовнішньої поверхні оболонок твела, $^\circ\text{C}$	340,5
Максимальна температура палива, $^\circ\text{C}$	1913,5

В ході розвитку аналізованого аварійного сценарію, можна виділити декілька основних хронологічних етапів.

Вихідна подія «Втрата вакууму в конденсаторах турбіни» розпочинається, при цьому мінімальний коефіцієнт запасу до кризи теплообміну складає 2,91. Через 0,74 секунди відбувається закриття стопорного клапана турбогенератора за фактом втрати вакууму в конденсаторах турбіни і, як наслідок, відключення двох турбоживильних насосів. Відкриття швидкодіючих редуційних установок (перепуску пари) в атмосферу за фактом збільшення тиску в паропроводах відбувається на 8,4 секунді. Після цього подається сигнал аварійного захисту і на 10,6 секунді знеструмлюється енергоблок та відключається головний циркуляційний насос. Робота автоматики ступеневого пуску починається на 12,7 секунді, після чого відбувається відкриття робочих запобіжних клапанів регулятора тиску і контрольних запобіжних клапанів парогенератора. На 14 секунді досягається максимальний тиск в першому контурі 205 кг/см^2 , а через 0,3 секунди максимальний тиск в другому контурі стає $86,4 \text{ кг/см}^2$. В момент часу 19,5 секунд закриваються запобіжні клапани регулятора тиску, після чого включаються аварійні живильні електронасоси. В момент часу 573 секунди відкриваються засувки на лінії аварійної живильної води за фактом зниження рівня в будь-якому парогенераторі нижче 1,5 м при температурі в усіх гарячих нитках петель більше $150 \text{ }^\circ\text{C}$ і починається відновлення рівня в парогенераторах. Закінчується розрахунок при часі 3600 секунд.

Проведений розрахунковий аналіз перехідного процесу, викликаного вихідною подією «Втрата вакууму в конденсаторах турбіни», підтверджує виконання критерію прийнятності по тиску в першому контурі реакторної установки (максимальне значення тиску в першому контурі 205 кг/см^2 (надлишковий) $< 1,15P_{\text{к}} = 207 \text{ кг/см}^2$).

Основні результати теплогідравлічного розрахунку для даного сценарію в графічній формі наведені нижче (рис. 2–5).

Наведені дослідження показують можливість і доцільність застосування модифікації, пов'язаної з підвищенням теплової потужності реакторної установки до 3045 МВт на енергоблоках № 1 та № 2 Южно-Української АЕС. Після успішної дослідної експлуатації можливе застосування даної модифікації і на інших атомних станціях, оцінивши при цьому специфічні відмінності енергоблоків.

За результатами дослідної експлуатації слід внести зміни в програму з управління ресурсом. При продовженні терміну експлуатації енергоблоків АЕС слід також враховувати можливе підвищення потужності за класами 1, 2 і керуватися міжнародним досвідом [4, 5].

Набутий в даний час значний досвід експлуатації ядерного палива, удосконалення розрахункових методик і кодів, дозволяють зменшити похибку вимірювань, знизити нечутливість і підвищити точність регулювання параметрів.

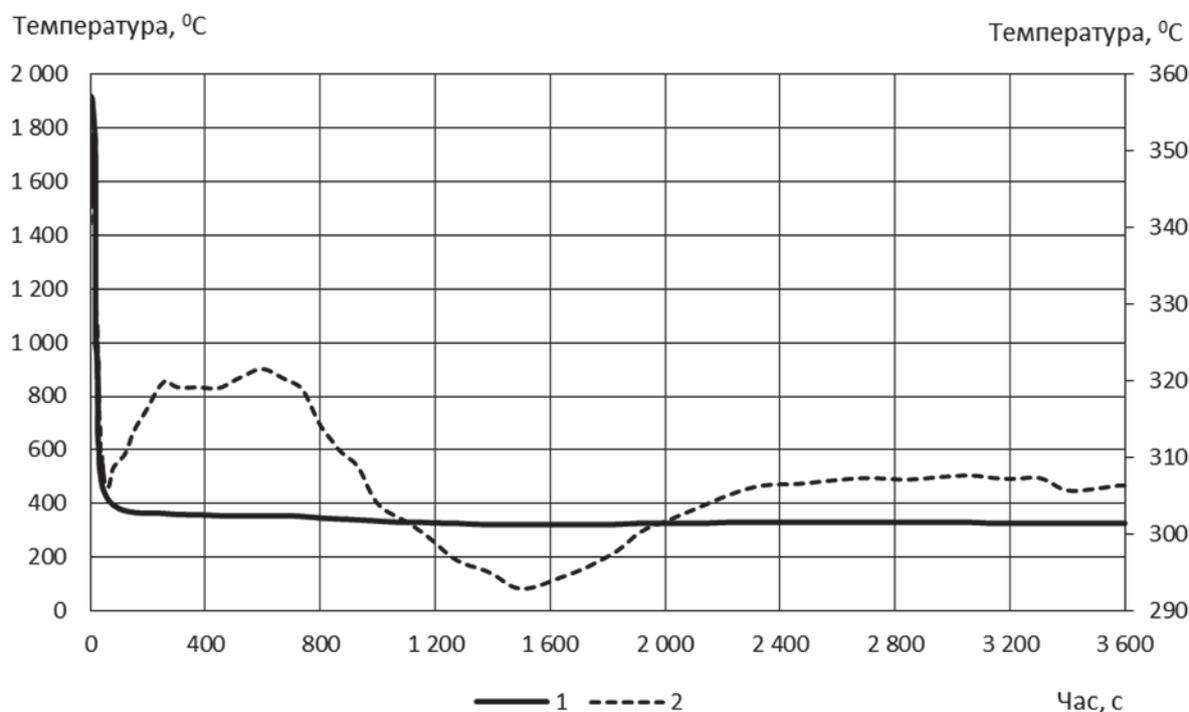


Рис. 2 – Зміна температури:
1 – палива (вісь зліва); 2 – зовнішньої поверхні оболонки твела (вісь справа)

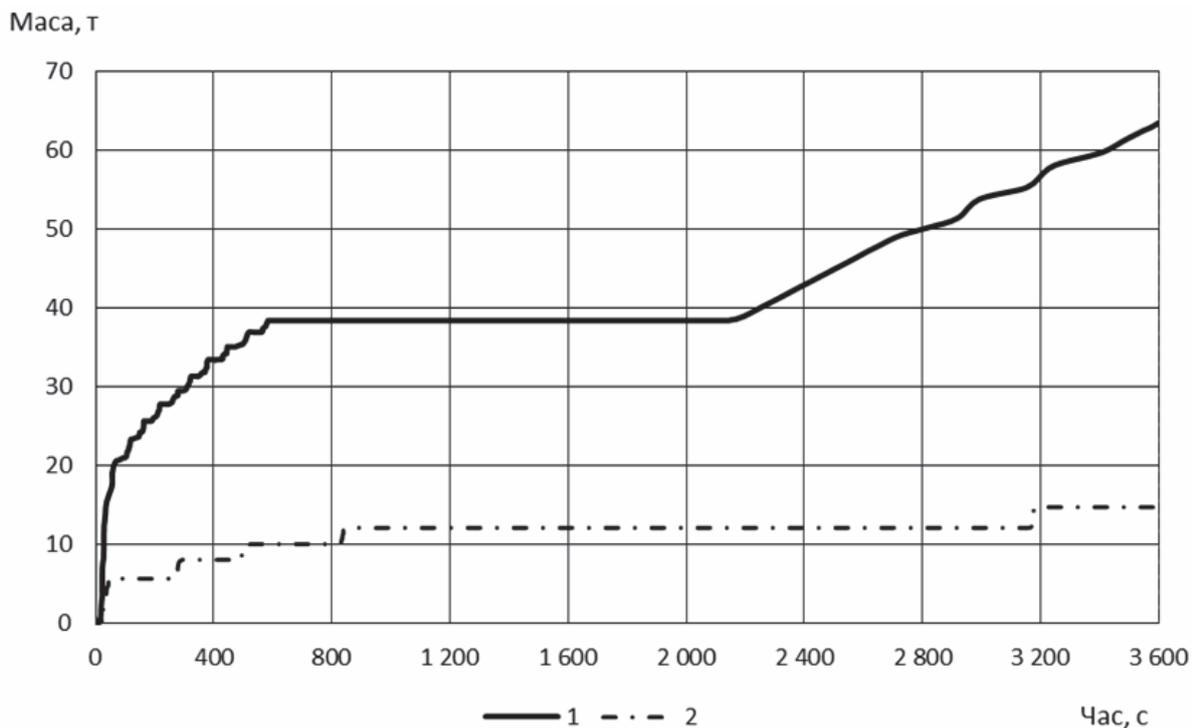


Рис. 3 – Сумарна інтегральна витрата пари через:
 1 – швидкодіючу редуційну установку в атмосфері; 2 – запобіжний клапан парогенератора

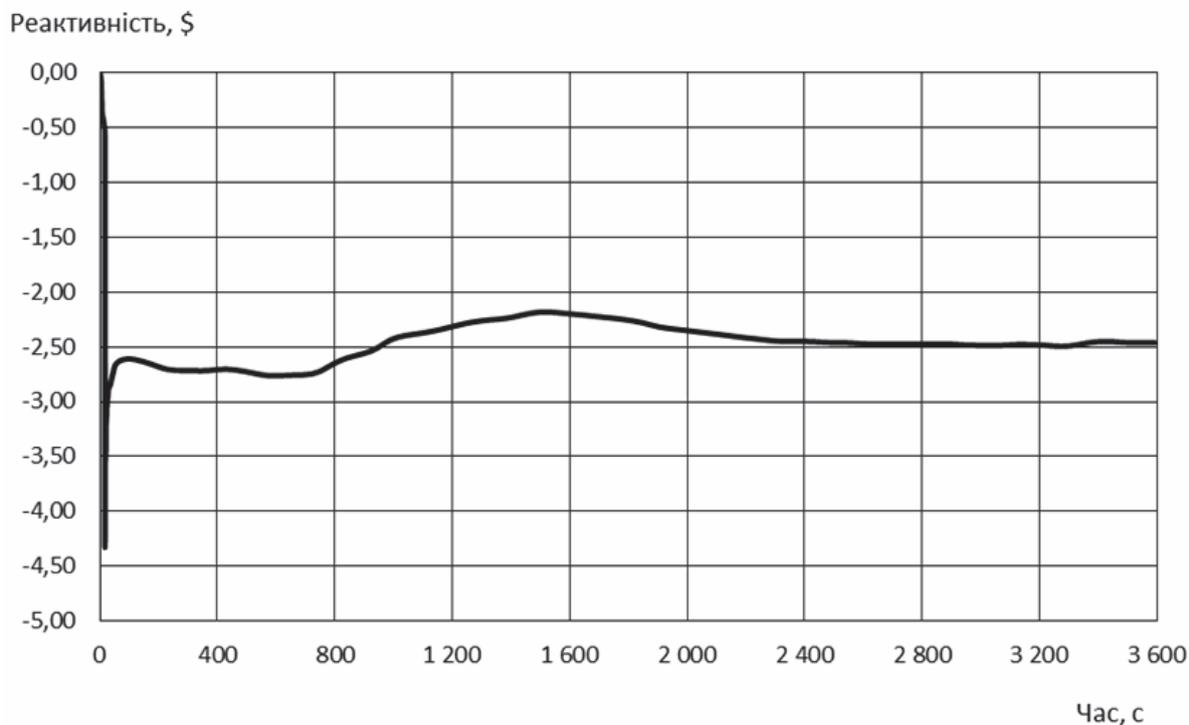


Рис. 4 – Зміна загальної реактивності в активній зоні

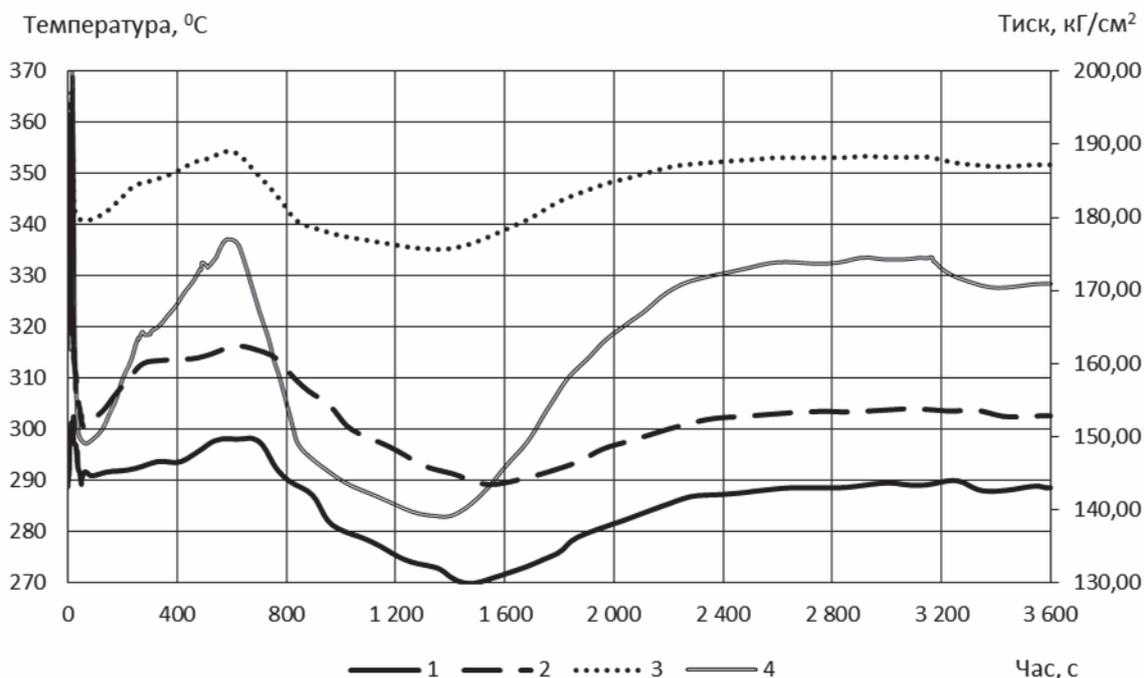


Рис. 5 – Зміна параметрів теплоносія першого контуру:

1 – зміна температури на вході в активну зону; 2 – зміна температури на виході із активної зони;
3 – зміна температури насичення 4 – зміна тиску на виході із активної зони.

Висновки

1 При підвищенні дозволеної потужності реактора необхідно врахувати те, що:

– модифікація впроваджується на принципі не перевищення проектних основ;

– модифікація передбачає підвищення номінальної теплової потужності активної зони до 3030 МВт, а дозволеної теплової потужності до 3045 МВт за рахунок підвищення точності вимірювання (зменшення $\Delta N_{вим}$) і точності регулювання (зменшення $\Delta N_{рег}$).

2 Проведений для енергоблоку № 2 ЮУАЕС розрахунковий аналіз перехідного процесу, викликаного вихідною подією «Втрата вакууму в конденсаторах турбіни», підтверджує виконання критерію прийнятності по тиску в першому контурі реакторної установки.

3 Необхідно виконати подальший аналіз щодо необхідності актуалізації/оновлення розділу з аналізу проектних аварій звіту з аналізу безпеки для енергоблоку № 2 ЮУАЕС.

4 При черговому перегляді матеріалів з аналізу запроектованих аварій необхідно врахувати дану модифікацію з точки зору її впливу на дії персоналу згідно з протиаварійною документацією.

Список літератури

- 1 Черноусенко, О. Ю. Оцінка стану енергетичного обладнання України та інших країн / О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова,

А. Г. Нікуленков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 8(1180). – С. 22–27. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.03.

- 2 Черноусенко, О. Ю. Етапи реалізації управління старінням елементів енергоблоків АЕС / О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 9(1181). – С. 85–89. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.12.
- 3 ЕР03-2009.721.ОД.1. Южно-Украинская АЭС. Энергоблок № 1. Отчет по периодической переоценке безопасности. Фактор № 5. Детерминистический анализ безопасности. Окончательная редакция (с приложениями). – Южно-Украинск : ЮУАЭС, 2009.
- 4 International atomic energy agency, Ageing Management for Nuclear Power Plant, Safety Guide – Safety Standards Series No. NS-G-2.12, IAEA, Vienna, 2009. Руководство по безопасности.
- 5 IAEA "Power Uprate in Nuclear Power Plants: Guidelines and Experience (NP-T-3.9)", 2011. Конференція.

Bibliography (transliterated)

- 1 Chernousenko, O. Yu., Nikulenkova, T. V. and Nikulenkov, A. H. (2016), "State Assessment of Ukrainian and Other Countries Power Equipments", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 22–27, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.03
- 2 Chernousenko, O. Yu., Nikulenkova, T. V. and Nikulenkov, A. H. (2016), "Milestones of Implementation of

- Ageing Management for NPP Components", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 85–89, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.12.
- 3 (2009), ER03-2009.721.OD.1. *South Ukraine NPP. Unit № 1. Periodic Safety Review Report. Factor № 5.*
- 4 *Deterministic Safety Analysis. Final Revision (with Annexes)*, YuUAES, Ukraine
- 5 (2009), *International atomic energy agency, Ageing Management for Nuclear Power Plant, Safety Guide – Safety Standards Series No. NS-G-2.12*, IAEA, Vienna.
- 5 (2011), *IAEA "Power Uprate in Nuclear Power Plants: Guidelines and Experience (NP-T-3.9)".*

Відомості про авторів (About authors)

Черноусенко Ольга Юріївна – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут ім. Ігоря Сікорського»; м. Київ; тел.: (067) 504-82-92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com. ORCID 0000-0002-1427-8068.

Chernousenko Olga Yuriivna – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"; Kyiv.

Нікуленкова Тетяна Володимирівна – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут ім. Ігоря Сікорського»; м. Київ; тел.: (067) 375-54-44; e-mail: tvnikulenkova@yandex.ua; ORCID 0000-0003-1880-1124.

Nikulenkova Tetiana Volodymyrivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Lecturer at the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"; Kyiv.

Нікуленков Анатолій Геннадійович – аспірант кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут ім. Ігоря Сікорського»; м. Київ; тел.: (063) 82–94–86; e-mail: a-Nikulenkov@yandex.ua; ORCID 0000-0003-4345-8575.

Nikulenkov Anatolii Hennadiiovych – Postgraduate Student at the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"; Kyiv.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Черноусенко, О. Ю. Аналіз можливості підвищення теплової потужності енергоблоків атомних електростанцій (частина 2) / **О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 29–36. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.04.

Please cite this article as:

Chernousenko, O. Yu., Nikulenkova, T. V. and Nikulenkov, A. H. (2017), "Analysis of the Opportunity for an Increase in the Thermal Power of Power Generating Units of Nuclear Power Plants (Part 2)", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 29–36, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.04.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Черноусенко, О. Ю. Анализ возможности повышения тепловой мощности энергоблоков атомных электростанций (часть 2) / **О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 29–36. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.04.

АННОТАЦИЯ Проведенные исследования с использованием теплогидравлического одномерного интегрального расчетного кода относительно влияния повышения проектной номинальной тепловой мощности до 3045 МВт на соблюдение критериев безопасной эксплуатации для энергоблока № 2 Южно-Украинской АЭС. Приведенные исследования показывают возможность и целесообразность применения модификации, связанной с повышением тепловой мощности реакторной установки до 3045 МВт на энергоблоках № 1 и № 2 Южно-Украинской АЭС. После успешной опытной эксплуатации возможно применение данной модификации и на других атомных станциях, оценив при этом специфические отличия энергоблоков. Представлены результаты теплогидравлического анализа и сделаны выводы о целесообразности внедрения такого повышения.

Ключевые слова: водо-водяной энергетический реактор, безопасная эксплуатация, повышение тепловой мощности, энергоблок, цилиндр высокого давления, электроэнергия.

Надійшла (received) 15.02.2017

А. В. ЕФИМОВ, Ю. В. РОМАШОВ, В. Л. КАВЕРЦЕВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ В ТЕПЛОИЗОЛИРОВАННОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ СТЕНКЕ БАРАБАНА КОТЛА

АННОТАЦИЯ Предложена модель процессов нестационарной осесимметричной теплопроводности в теплоизолированной цилиндрической стенке барабана котла. Рассмотрены случаи, отвечающие резкому изменению температуры, колебаниям температуры около заданного среднего значения, а также резкому изменению и последующим колебаниям температуры относительно нового среднего значения на внутренней поверхности барабана, которые охватывают типичные состояния, присущие установившимся и неустойчивым режимам эксплуатации котла. **Ключевые слова:** барабан котла, стенка барабана, теплопроводность, расчет, метод полудискретизации.

A. YEFIMOV, Yu. ROMASHOV, V. KAVERTSEV

SIMULATING THE PROCESSES OF NONSTATIONARY HEAT CONDUCTIVITY IN THE HEAT-INSULATED CYLINDRICAL WALL OF A BOILER DRUM

ABSTRACT This scientific paper is devoted to the investigation of nonstationary axisymmetric heat conductivity in the cylindrical heat-insulated wall of a boiler drum. Consideration was given to the cases of an abrupt change in the temperature of internal surface of the boiler, temperature fluctuations on the internal drum surface near the prescribed average value and also an abrupt change in the temperature of internal drum surface with subsequent fluctuations near a new average value embracing typical states peculiar for the stationary and nonstationary boiler operating modes. The investigations carried out showed that abrupt changes in the temperature of internal drum surface during some seconds may result in temperature fields, in which the temperature difference of internal and external surfaces is equal to a change in the temperature of internal surface. It takes the drum wall of 16 mm thick 30 seconds to align the temperature field after an abrupt increase in the temperature of internal surface. Harmonic temperature fluctuations on the internal surface create the temperature field in the drum wall with the temperature difference between the internal surface and the external surface a little bit higher than the half amplitude of vibrations in temperature. In the future, we plan to study mechanical stresses in the boiler drum wall caused by the internal pressure and nonstationary temperature fields considered in this scientific paper. In addition, we will study the influence produced by the temperature relationship for heat conductivity properties of the structural material on the nonuniform distribution of temperature field in the drum wall thickness.

Key words: boiler drum, drum wall, heat conductivity, computation, and the semidiscretization method.

Введение

Изучение процессов теплопроводности в стенках барабанов котлов в виде цилиндрических толстостенных ($d_{\text{нар}}/d_{\text{внутр}} \geq 1,2$, где $d_{\text{нар}}$ – наружный, а $d_{\text{внутр}}$ – внутренний диаметр) сосудов давления необходимо для оценки в них температурных напряжений, которые могут существенно ограничивать их работоспособность [1]. Моделированию процессов теплопроводности в стенках барабанов котлов в настоящее время уделяется много внимания [2–4]. Наибольший интерес представляют процессы нестационарной теплопроводности, закономерности которых влияют на оценку работоспособности барабанов и других сосудов давления в котельных установках на неустойчивых режимах эксплуатации, например при пусках из холодного состояния [4]. В связи с этим, различные научные исследования, посвященные изучению закономерностей процессов нестационарной теплопроводности в цилиндрических стенках барабанов котлов, являются актуальными.

Цель работы

Нестационарная теплопроводность в стенке барабана котла может иметь место, как при неустойчивых, так и при установившихся режимах эксплуатации. На неустойчивых режимах нестационарная теплопроводность обусловлена, например, резкими изменениями температуры, а на установившихся – колебаниями температуры вследствие погрешностей работы системы автоматического регулирования котла. Целью данного исследования является изучение нестационарного температурного поля в стенке теплоизолированного барабана котла при резком изменении температуры, при ее колебании около среднего значения, а также при резком изменении и последующих колебаниях относительно нового среднего значения температуры на внутренней поверхности стенки барабана. Рассматриваемые случаи охватывают типичные состояния, присущие установившимся и неустойчивым режимам эксплуатации котлов, что позволяет сделать выводы об общих закономерностях температурных полей в стенках барабанов котлов.

Математическая модель нестационарной теплопроводности теплоизолированной стенки барабана котла

Рассмотрим меняющиеся во времени t осесимметричные температурные поля в центральной части барабана котла с внутренним радиусом r_a , наружным радиусом r_b ; наружная поверхность барабана имеет тепловую изоляцию. Используем цилиндрические координаты $r_a \leq r \leq r_b$, $0 \leq \theta \leq 2\pi$ и z , которые выбраны так, что ось z совпадает с осью цилиндрической части барабана. Тогда, с учетом принятых допущений и известных результатов теории теплопроводности [5], математическую модель нестационарной осесимметричной теплопроводности такого барабана представим в виде:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right), \tag{1}$$

$$T(r_a, t) = T_a(t), \quad \frac{\partial T}{\partial r}(r_b, t) = 0, \tag{2}$$

$$T(r, 0) = T_0(r), \tag{3}$$

где $T = T(r, t)$ – нестационарное температурное поле; α – коэффициент температуропроводности; $T_a(t)$ – в общем случае меняющаяся во времени температура внутренней поверхности барабана; $T_0(r)$ – поле температуры в стенке барабана в начальный момент времени $t = 0$.

В начальный момент времени принимаем стационарное поле температуры стенки барабана

$$T_0(r) = \begin{cases} T_a(0), & r = r_a, \\ T_0, & r > r_a, \end{cases} \tag{4}$$

где $T_0 = \text{const}$ – установившаяся температура барабана, предшествующая начальному моменту времени.

Случаю резкого изменения температуры внутренней поверхности барабана на величину $\Delta T = \text{const}$, присущему, например пусковым, неустановившимся режимам отвечает зависимость

$$T_a(t) = T_0 + \Delta T. \tag{5}$$

Установившимся колебаниям температуры на внутренней поверхности барабана с амплитудой $T_a^{(a)}$ и периодом τ , соответствует зависимость

$$T_a(t) = T_0 + T_a^{(a)} \sin\left(\frac{2\pi}{\tau} t\right). \tag{6}$$

При резком изменении температуры внутренней поверхности барабана и последующими ее колебаниями около нового среднего значения

$$T_a(t) = T_0 + \Delta T + T_a^{(a)} \sin\left(\frac{2\pi}{\tau} t\right). \tag{7}$$

Таким образом, каждому режиму эксплуатации котла отвечают некоторые из зависимостей (5)–(7).

Методы решения задачи о нестационарной теплопроводности теплоизолированной стенки барабана котла

Для решения задач (1)–(7) о нестационарной теплопроводности стенки барабана котла, можно использовать хорошо известные численные методы [6]. Далее используем рассмотренный в работе [7] метод полудискретизации, в котором конечными разностями заменяют только лишь производные по пространственным координатам. В результате получаем систему обыкновенных дифференциальных уравнений с начальными условиями относительно узловых значений искомой температуры. Для решения этой системы обыкновенных дифференциальных уравнений с начальными условиями можно использовать известные методы численного интегрирования дифференциальных уравнений с начальными условиями, например, в работах [8, 9]. Далее используем метод Мерсона [9]; полагая, что автоматический выбор шага интегрирования в этом методе позволит согласовывать шаг интегрирования по времени с шагом сетки.

Результаты решения задачи о нестационарной теплопроводности теплоизолированной стенки барабана котла

Все расчеты температурных полей в стенке барабана котла с использованием математической модели (1)–(7) выполнены для исходных данных:

$$r_a = 0,6 \text{ м}, \quad r_b = 0,616 \text{ м}, \quad \alpha = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}, \\ T_0 = 200 \text{ }^\circ\text{C}, \quad n = 115,$$

где n – число узлов сетки.

На рис. 1 представлены результаты решения задачи (1)–(5) для случая, когда

$$\Delta T = 20 \text{ }^\circ\text{C}. \tag{8}$$

Результаты решения задачи теплопроводности (1)–(4) для случаев (6) и (7), в которых принято, что $T_a^{(a)} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\tau = 60 \text{ с}$, представлены на рис. 2.

Обсуждение результатов

Исследования теплопроводности в стенке барабана котла показывают, что резкие изменения температуры внутренней поверхности в течение нескольких секунд порождают в стенке температурные поля с разностью температур на внутренней и наружной поверхности, равной изменению температуры внутренней поверхности. Выравнивание температуры в стенке барабана толщиной 16 мм после резкого увеличения температуры внутренней поверхности происходит в течение 30 секунд.

При колебаниях температуры внутренней поверхности в стенке барабана котла возникают

температурные поля, у которых разность температур на внутренней и наружной поверхности составляют около половины амплитуды колебаний температуры. Таким образом, плавные изменения температуры внутренней поверхности вызывают в стенке барабана котла температурные поля с меньшим градиентом по сравнению с температурными полями при резких изменениях температуры внутренней поверхности.

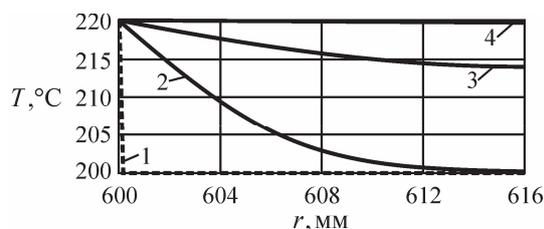


Рис. 1 – Температурные поля в моменты времени $t = 0$ (кривая 1), $t \cong 1$ с (кривая 2), $t \cong 10$ с (кривая 3) $t \cong 30$ с (кривая 4) в стенке барабана при резком увеличении температуры на внутренней поверхности

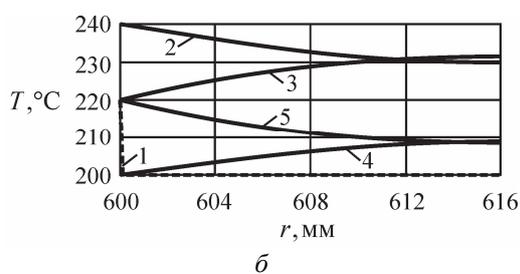
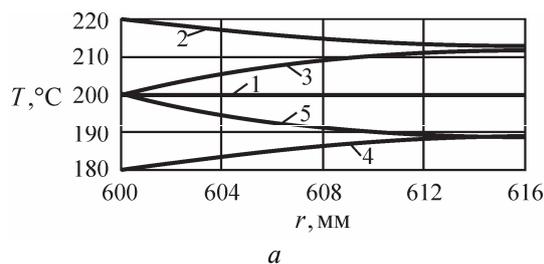


Рис. 2 – Температурные поля в разные моменты времени t в стенке барабана при колебаниях температуры на внутренней поверхности: а – около постоянного значения; б – после резкого изменения среднего значения; 1 – $t = 0$; 2 – $t \cong \tau/4$; 3 – $t \cong \tau/2$; 4 – $t \cong 3\tau/4$; 5 – $t \cong \tau$

Выводы

Выполнены исследования нестационарных температурных полей в теплоизолированной стенке барабана, которые отвечают типовым изменениям температуры внутренней поверхности барабана, характерным для установившихся и неустойчивых режимов эксплуатации котла. Показа-

но, что нестационарная теплопроводность в различные моменты времени может приводить к разнообразным распределениям температуры по толщине стенки барабана. В дальнейшем предполагается изучить механические напряжения в стенке барабана котла, вызываемые внутренним давлением и исследованными в данной работе нестационарными температурными полями. Также для последующих исследований представляет интерес изучение влияния температурной зависимости теплофизических свойств конструкционного материала на распределения по толщине стенки барабана нестационарных температурных полей. Изложенный в работе [7] метод полудискретизации применительно к решению задач нестационарной теплопроводности в сочетании с методом Мерсона [9] показал высокую эффективность и может быть рекомендован для последующего применения.

Список литературы

- 1 **Ефимов, А. В.** Температурные напряжения и оптимальное отношение внутреннего и наружного радиусов цилиндрической части сосудов давления парогенерирующих установок / **А. В. Ефимов, Ю. В. Ромашов, В. Л. Каверцев** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 9(1181). – С. 108–112. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.16.
- 2 **Mertens N.** Comparative investigation of drum-type and once-through heat recovery steam generator during start-up / **N. Mertens, F. Alobaid, R. Starkloff, B. Epple, H.-G. Kim** // Applied Energy. – 2015. – Vol. 144. – P. 250–260. – ISSN 0306-2619. – doi: 10.1016/j.apenergy.2015.01.065.
- 3 **Wang X.** Real-time temperature field reconstruction of boiler drum based on fuzzy adaptive Kalman filter and order reduction / **X. Wang, G. Wang, H. Chen, L. Zhang** // International Journal of Thermal Sciences. – 2017. – Vol. 113. – P. 145–153. – ISSN 1290-0729. – doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.11.017.
- 4 **Taler J.** Optimization of the boiler start-up taking into account thermal stresses / **J. Taler, P. Dzierwa, D. Taler, P. Harchut** // Energy. – 2015. – Vol. 92, Part 1. – P. 160–170. – ISSN 0360-5442. – doi: 10.1016/j.energy.2015.03.095.
- 5 **Holman J. P.** Heat transfer / **J. P. Holman**. – New York: McGraw-Hill Companies, Inc., 2010. – 758 p. – ISBN 978-0-07-352936-3.
- 6 **Tannehill J. C.** Computational fluid mechanics and heat transfer / **J. C. Tannehill, D. A. Anderson, R. H. Pletcher**. – Washington, DC: Taylor & Francis, 1997. – 792 p.
- 7 **Fletcher C. A. J.** Computational techniques for fluid dynamics I Fundamental and General Techniques / **C. A. J. Fletcher**. – Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 1988, 1991. – 404 p.
- 8 **Butcher J. C.** A history of Runge-Kutta methods / **J. C. Butcher** // Applied numerical mathematics. – 1996. – Vol. 20. – P. 247–260.
- 9 **Hoffman J. D.** Numerical Methods for Engineers and Scientists / **J. D. Hoffman, S. Frankel**. – New York-Basel: Marcel Dekker, Inc., 2001. – 825 p.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Yefimov, A., Romashov, Yu. and Kavertsev, V.** (2016), "Temperature Stresses and Optimum Ratio of the Inner and Outer Radii of the Cylindrical Parts of Pressure Vessels of Steam Generating Systems", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 108–112, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.16.
- 2 **Mertens, N., Alobaid, F., Starkloff, R., Epple, B. and Kim, H.-G.** (2015), "Comparative investigation of drum-type and once-through heat recovery steam generator during start-up", *Applied Energy*, Vol. 144, pp. 250–260, ISSN 0306-2619, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.01.065.
- 3 **Wang, X., Wang, G., Chen, H. and Zhang, L.** (2017), "Real-time temperature field reconstruction of boiler drum based on fuzzy adaptive Kalman filter and order reduction", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 113, pp. 145–153, ISSN 1290-0729, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.11.017.
- 4 **Taler, J., Dzierwa, P., Taler, D. and Harchu, P.** (2015), "Optimization of the boiler start-up taking into account thermal stresses", *Energy*, Vol. 92, Part 1, pp. 160–170, ISSN 0360-5442, doi: 10.1016/j.energy.2015.03.095.
- 5 **Holman, J. P.** (2010), *Heat transfer*, McGraw-Hill Companies Inc., New York, ISBN 978-0-07-352936-3.
- 6 **Tannehill, J. C., Anderson, D. A. and Pletcher, R. H.** (1997), *Computational fluid mechanics and heat transfer*, Taylor & Francis, Washington, DC.
- 7 **Fletcher, C. A. J.** (1988, 1991), *Computational techniques for fluid dynamics 1 Fundamental and General Techniques*, Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg.
- 8 **Butcher, J. C.** (1996), "A history of Runge-Kutta methods", *Applied numerical mathematics*, Vol. 20, pp. 247–260.
- 9 **Hoffman, J. D. and Frankel, S.** (2001), *Numerical Methods for Engineers and Scientists*, Marcel Dekker Inc., New York-Basel.

Сведения об авторах (About authors)

Ефимов Александр Вячеславович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой парогенераторостроения; г. Харьков, Украина.

Yefimov Alexander – Doctor of Engineering Science, Professor, Head of the Steam Generator Building Department, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; Kharkov, Ukraine.

Ромашов Юрий Владимирович – доктор технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры парогенераторостроения, Харьковский национальный университет имени В.Н. Каразина, профессор кафедры прикладной математики; г. Харьков, Украина; e-mail: yu.v.romashov@gmail.com, ORCID 0000-0001-8376-3510.

Romashov Yurii – Doctor of Engineering Science, Docent, Professor of the Steam Generator Building Department, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", professor of the applied mathematics department, V. N. Karazin Kharkiv National University; Kharkov, Ukraine.

Каверцев Валерий Леонидович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры парогенераторостроения; г. Харьков, Украина.

Kavertsev Valerii – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Docent of the Steam Generator Building Department, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; Kharkov, Ukraine.

Please cite this article as:

Ефимов, А. В. Моделирование процессов нестационарной теплопроводности в теплоизолированной цилиндрической стенке барабана котла / **А. В. Ефимов, Ю. В. Ромашов, В. Л. Каверцев** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 37–40. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.05.

Please cite this article as:

Yefimov, A., Romashov, Yu. and Kavertsev, V. (2017), "Simulating the Processes of Nonstationary Heat Conductivity in the Heat-Insulated Cylindrical Wall of a Boiler Drum", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 37–40, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.05.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Єфімов, О. В. Моделювання процесів нестационарної теплопровідності в теплоізолюваній циліндричній стінці барабану котла / **О. В. Єфімов, Ю. В. Ромашов, В. Л. Каверцев** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 37–40. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.05.

АНОТАЦІЯ Запропонована модель процесів нестационарної осесиметричної теплопровідності в теплоізолюваній зовні циліндричній стінці барабана котла. Розглянуто випадки при різкій зміні температури, при її коливанні близько середнього значення, а також при різкій зміні і наступних коливаннях щодо нового середнього значення температури на внутрішній поверхні барабана, які охоплюють типові стани, притаманні усталеним і неусталеним режимам експлуатації котла.

Ключові слова: барабан котла, стінка барабана, теплопровідність, температурне поле, метод напівдискретизації.

Поступила (received) 09.02.2017

**А. Ю. КОЗЛОКОВ, В. Н. СТЕННИКОВ, В. Н. ГОЛОЩАПОВ, В. И. КАСИЛОВ,
О. В. КАСИЛОВ**

ПЕРЕТОКИ ВОЗДУХА И УХОДЯЩИХ ГАЗОВ В УПЛОТНЕНИЯХ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

АННОТАЦИЯ Перетоки воздуха и уходящих газов в регенеративном воздухоподогревателе (РВП) при неудовлетворительной регулировке уплотнений приводят к снижению эффективной работы котлоагрегата. Для их определения при эксплуатации РВП разработана методика и выполнена оценка перетечек при заданной величине зазоров в уплотнениях. Опыт эксплуатации РВП показывает, что при недостаточно чёткой регулировке перетоки воздуха могут достигать ~30 % и более.

Ключевые слова: перетоки, газы, ротор, зазор, уплотнение, деформация.

A. KOZLOKOV, V. STENNIKOV, V. GOLOSHCHAPOV, V. KASILOV, O. KASILOV

EMITTED GAS AND AIR CROSS-FLOWS IN REGENERATIVE AIR HEATER SEALS

ABSTRACT The cross-flows of air and emitted gases that occur in the regenerative air heater (RAH) in the case of unsatisfactory adjustment of seals result in a reduction of the efficient operation of the boiler unit. Seal clearances put up the main resistance to the air cross-flows and this allowed us to present the hydraulic circuit of rotor seals for the RAH. To define the cross-flows we assumed that the power unit operates at nominal operating conditions. To define the geometric characteristics of the RAH we calculated the cross area of seal gaps. When the rotor and the regenerative air heater casing are exposed to thermal stresses a nonuniform circumferential change in peripheral and axial clearances will be observed during their cyclic heating and cooling. A method of mass balances was used as the computation model. Appropriate methods were developed to define the above change during the RAH operation and the cross-flows were estimated for the specified value of seal clearances. The experience gained in the RAH operation showed that the air cross-flows may reach ~30 % and higher in the case of insufficiently precise regulation. The main values of the cross-flow of air and heating emitted gases are observed in radial seals. Therefore, the attention should be paid to the precise regulation of the seals and the development of the methods used for the control of seal clearances during the hot-state RAH operation.

Key words: cross-flows, gases, rotor, clearance, seal and the strain.

Введение

Эффективность работы энергоблоков ТЭС и ТЭЦ зависит от протечек воздуха и газов во вращающихся регенеративных воздухоподогревателях (РВП), которые при эксплуатации достигают ~30% в зависимости от зазоров между ротором и статором [1, 2]. Поэтому вопросом уменьшения протечек воздуха через уплотнения РВП на электростанциях уделяют большое внимание.

Цель работы

Для оценки влияния протечек в РВП на эффективность подогрева воздуха необходимо создание методики их расчёта в зависимости от величины зазоров в конструкциях уплотнений РВП. Поэтому создание методики для определения перетоков воздуха и продуктов сгорания в РВП, которые определяют уровень нагрева воздуха, подаваемого в топку котла, является актуальной задачей.

РВП устанавливается на котельных агрегатах мощных энергоблоков ТЭС и ТЭЦ. Конструктивно он представляет вращающийся в кожухе ротор с нагреваемой и охлаждаемой набивкой. Уходящие из котлоагрегата газы нагревают набивку, которая при вращении ротора передаёт полученное тепло нагреваемому воздуху.

Наличие вращающегося ротора требует максимально уменьшить перетечки как воздуха в РВП. Для этого в конструкции РВП выполнены верхние и нижние радиальные 1 и 2, верхние и нижние периферийные 3 и 4, аксиальные 5 и центральные 6 уплотнения. Схема расположения этих уплотнений и их форма приведены на рис. 1. Они представляют собой пластины, отстоящие от элементов ротора на величину зазора S и создающие плоские щели протяжённостью h . Принятые обозначения позволяют построить расчётную модель перетоков воздуха в корпусе РВП.

В зависимости от регулировки этих зазоров обеспечивается надёжность работы РВП и его эффективность.

На энергоблоке №3 Харьковской ТЭЦ-5 эксплуатируются два РВП-98 (нитка А и нитка Б), которые обеспечивают нагрев воздуха от 30 °С до 320 °С при температуре газов 350 °С на входе и 110 °С на выходе.

Диаметр ротора РВП равен 9,864 м, общая высота ротора 3,4 м, поверхность нагрева составляет 71000 м², масса ротора с набивкой – 338 тонн.

Скорость вращения ротора – 2 об/мин. С учётом габаритов ротора РВП и температуры нагрева воздуха обеспечение минимальных зазоров при регулировке уплотнений является достаточно сложной задачей и требует высокой квалификации персонала. Опыт эксплуатации РВП показывает,

что при недостаточно чёткой регулировке переточки воздуха могут достигать ~ 30 % и более.

Перетокам воздуха основное сопротивление оказывают зазоры в уплотнениях, что позволило представить гидравлическую схему уплотнений ротора РВП, состоящей из их элементов.

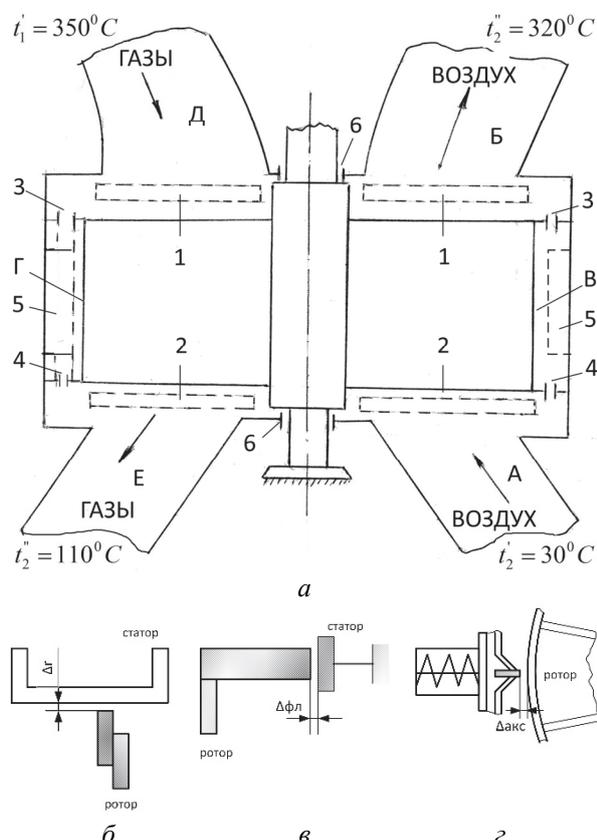


Рис. 1 – Схема расположения уплотнений РВП и их форма: а – схема расположения уплотнений; б – радиальные уплотнения; в – периферийные уплотнения; г – аксиальные уплотнения; А, Б – вход и выход нагреваемого воздуха; В – состояние воздуха в кожухе РВП перед аксиальным уплотнением; Г – состояние воздуха в кожухе РВП за аксиальным уплотнением; Д – уходящий газ из котла-агрегата; Е – выход из РВП в сторону дымососа; Уплотнения: 1, 2 – радиальные; 3, 4 – периферийные; 5 – аксиальные; 6 – центральные

Схема уплотнений для определения переточек воздуха и газа в пределах кожуха РВП представлена на рис. 2. На рис. 2а приведены параметры воздуха и уходящих газов на входе и выходе. Уровень давлений по тракту воздуха определяется дутьевым вентилятором, а по тракту горячего газа – дымососом. Основное сопротивление трактов воздуха и газа определяется как перепад давлений между входом и выходом и равно:

$$\Delta P_B = P_B^A - P_B^{BX} = 1770 - 1430 = 340 \text{ Па,}$$

$$\Delta P_\Gamma = P_\Gamma^O - P_\Gamma^E = 920 - (-1430) = 520 \text{ Па.}$$

Расход воздуха и газа при заданном уровне давлений и температур определяется с учётом гидравлических сопротивлений. Движение воздуха и горячего газа при принятой скорости течения ($M_{max} < 0,3$) рассматривается как движение несжимаемой среды.

$$M_{max} = \frac{C_{max}}{a} = 0,19 < 0,3,$$

где $C_{max} = 67 \text{ м/с}$ – максимальная скорость воздуха в зазорах уплотнений; $a = 349 \text{ м/с}$ – максимальная скорость звука в воздухе при $t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

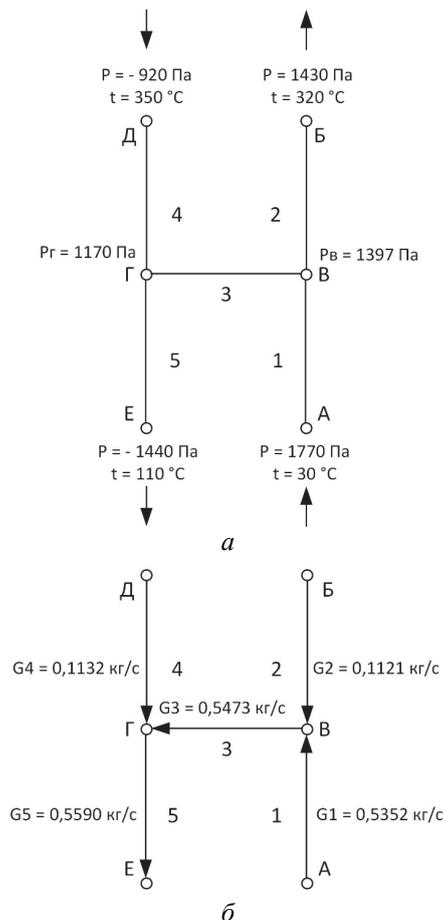


Рис. 2. – Параметры воздуха, газа и перетоки воздуха в кожухе РВП: а – величина давлений и температур; б – расходы воздуха и газов; А, Б – вход и выход воздуха; Д, Е – вход и выход газов; 1, 2 – сопротивление радиальных уплотнений для воздуха; 3, 5 – сопротивление радиальных уплотнений для газа, 3 – сопротивление 2-х аксиальных уплотнений

Уплотнения выполнены в виде плоских коротких каналов, для которых ($h/S < 10$) (рис. 1б–г) и учитывают сопротивление входа $\zeta_{вх}$ и сопротивление трения $\zeta_{тр}$ короткого канала [3]. Расход рабочей среды в этом случае для каждого канала уплотнения определяется как

$$G = f_{\text{упл}} \sqrt{\frac{2\rho\Delta P}{1 + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{тр}}}} = \mu \sqrt{2\rho\Delta P} = \mu f_{\text{зав}},$$

где $\mu = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{тр}}}}$ а $f_{\text{упл}}$ – площадь зазора в

уплотнении, $\zeta_{\text{вх}} = 0,68$, $\zeta_{\text{тр}} = \frac{\chi}{\text{Re}^{0,25}} = \chi \frac{l}{d_r}$.

Значение коэффициента расхода в этом случае для щелей уплотнений составит $\mu = 0,80$. Для щелей при $h/S > 3$ коэффициент $\mu = 0,68$ [2, 36].

Число Рейнольдса для рассматриваемых каналов изменяется в диапазоне от 2200 до 4100 в зависимости от температуры среды (физические характеристики уходящих газов принимаются как характеристики воздуха). Для газов в зависимости от химсостава и коэффициента избытка воздуха после сжигания природного газа коэффициент кинематической вязкости практически равен коэффициенту вязкости чистого воздуха.

В РВП уплотнения разделяют рабочие среды (воздух и уходящие газы) на два сектора. Протечки воздуха и газа в полости между обечайкой ротора и корпуса в зависимости от размера зазоров в уплотнениях происходят через периферийные уплотнения и, могут быть направлены как в сторону «холодного», так и в сторону «горячего» патрубков РВП, на что существенно влияют зазоры в аксиальных уплотнениях.

Расчётная схема протечек через зазоры в уплотнениях РВП (рис. 2а) позволяет оценить как величину перетоков, так и их направление. Для определения перетоков принят номинальный режим работы энергоблока, которому для РВП (нитка А) соответствуют следующие параметры: 1) расход воздуха $G_{\text{в}} = 380000 \text{ м}^3/\text{ч} = 105,5 \text{ м}^3/\text{с}$; 2) расход уходящих газов $G_{\text{г}} = 418000 \text{ м}^3/\text{ч} = 116,1 \text{ м}^3/\text{с}$. Различия в объёмных расходах воздуха и уходящих газов достигает ~10 %. Параметры воздуха и газа приведены на рис. 2а. Для расчётного определения перетоков принята величина зазоров в уплотнениях, соответствующих технологической карте регулировки уплотнений РВП-98, равным $S = 2 \text{ мм}$ в горячем состоянии.

Для расчёта по геометрическим характеристикам РВП были определены проходные площади зазоров в уплотнениях. В качестве расчётной модели был принят метод массовых балансов в ветвях схемы (рис. 2а) в точках В (воздух) или в точке Г (газ). Расход рабочей среды через периферийные уплотнения определялся по перепаду давлений в точках А и В, В и Б – для воздуха, в точках Д и Г, Г и Е для газа. Для двух аксиальных уплотнений при условии равенства зазоров в них расход воздуха определялся по перепаду давлений в точках В и Г с учетом возможного повышения температуры воздуха в пространстве кожуха. Невязка расходов по их балансу в точке Г или В определялась по задаваемому давлению в одной из этих

точек. Для определения невязки был использован метод итераций до получения невязки менее 5 % от расхода в ветви 3 (расход G_3 воздуха через аксиальные уплотнения).

Результат расчёта перетоков в корпусе РВП, приведен на рис. 2б.

Невязка расхода в точке Г составила 0,025 кг/с воздуха или 3,9 %, что допустимо для расчёта перетоков в корпусе РВП.

Определение перетоков в верхнем и нижнем радиальных уплотнениях при условии, что зазор формируется одной пластинкой сектора набивки РВП показала, что при принятых зазорах и $S = 2 \text{ мм}$ переток воздуха в верхних уплотнениях составит $G_{\text{в}} = 0,614 \text{ кг/с}$ при средней скорости воздуха в зазорах $C_{\text{ш}} = 89,6 \text{ м/с}$ и в нижних уплотнениях $G_{\text{н}} = 1,012 \text{ кг/с}$. Общий переток воздуха в уходящий газ через радиальные уплотнения будет равен $G_{\text{б}} = 1,626 \text{ кг/с}$.

Через центральные (нижние и верхние) уплотнения происходит утечка воздуха в атмосферу, которая в принятой конструкции уплотнения может составить $G_{\text{ц,у}} = 0,503 \text{ кг/с}$. Суммарные потери воздуха (протечки воздуха в уходящие газы и в атмосферу) при работе РВП равна: 1) через аксиальные уплотнения, которые затем попадают в уходящие газы $G_{\text{г}} = 0,647 \text{ кг/с}$; 2) через радиальные уплотнения $G_{\text{р,у}} = 1,626 \text{ кг/с}$; 3) через центральные уплотнения $G_{\text{ц,у}} = 0,503 \text{ кг/с}$. Общие потери воздуха в РВП $\Delta G_{\text{б}} = 0,647 + 1,626 + 0,503 = 2,776 \text{ кг/с}$, что при объёмном расходе воздуха $V_{\text{в}} = 105,5 \text{ м}^3/\text{с}$, его плотности $\rho_{\text{в}} = 1,165 \text{ кг/м}^3$ и массовом расходе $G_{\text{в}} = 122,91 \text{ кг/с}$ составят

$$\Delta \bar{G}_{\text{б}} = \frac{\Delta G_{\text{б}}}{G_{\text{в}}} = \frac{2,776}{122,91} = 0,023$$

или 2,3 % от массового расхода воздуха, направляемого в топку котла.

В условиях тепловой деформации ротора и кожуха при их циклическом нагревании и охлаждении будет происходить неравномерное по окружности изменение периферийных и аксиальных зазоров. Увеличение этих зазоров примерно в два раза повысит протечки воздуха до ~2,8 %. Основные величины перетоков воздуха происходят в радиальных уплотнениях, причём в нижнем протечки в ~1,65 раза больше, чем в верхнем. Поэтому следует обратить внимание на правильность регулировок уплотнений и создание методики контроля зазоров в уплотнениях при работе РВП в горячем состоянии.

Выводы

Предложен методологический подход к определению перетоков воздуха и газа в зависимости от величины зазоров в уплотнениях РВП и показан (на примере) их ожидаемый уровень при минимальной величине зазоров.

Список литературы

- 1 **Губарев, А.Ю.** Совершенствование конструкций вращающихся регенеративных воздухоподогревателей энергетических котлов : дис. ... канд. техн. наук / **Губарев А. Ю.** – Иваново, 2016. – 187 с.
- 2 **Прохоров, В. Б.** Снижение аэродинамического сопротивления газового тракта котлов за счёт реконструкции регенеративных воздухоподогревателей / **В. Б. Прохоров С. Л. Чернов, В. С. Киричков** // Энергосбережение и Водоподготовка, – № 6(98). –2015. – С. 3–10. – ISSN 1992-4658.
- 3 **Идельчик, И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям / **И. Е. Идельчик.** – Москва : Машиностроение, 1975. – 416 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Gubarev, A. Ju.** (2016), "Sovershenstvovanie konstrukcij vrashhajushhihsja regenerativnyh vozduhopodogrevatelej jenergeticheskikh kotlov", Ph.D. Thesis, Ivanovo.
- 2 **Prohorov, V. B., Chernov, S. L., Kirichkov, V. S.** (2015), "Snizhenie ajerodinamicheskogo soprotivlenija gpzovo-go trakta kotlov za schjot rekonstrukcii regenerativnyh vozduhopodogrevatelej", *Jenergoberezhenie i Vodopodgotovka [Energysaving and watertreatment]*, No. 6(98), pp. 3–10, ISSN 1992-4658.
- 3 **Idelchik, I. E.** (1975), *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivlenijam [Handbook of hydraulic resistance]*, Mashinostroenie, Moscow, Russian.

Сведения об авторах (About authors)

Козлоков Александр Юрьевич – кандидат технических наук, главный инженер, ПАО «Харьковская ТЭЦ-5», г. Харьков, Украина

Kozlov Aleksandr Jur'evich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Chief engineer, PJSC "Kharkiv CHPP-5", Kharkiv, Ukraine.

Стенников Виктор Николаевич – начальник лаборатории наладки и испытания оборудования, ПАО «Харьковская ТЭЦ-5», г. Харьков, Украина

Stennikov Viktor Nikolayevich – Chief laboratory setup and testing equipment, PJSC "Kharkiv CHPP-5", Kharkiv, Ukraine.

Голощанов Владимир Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, старший научный сотрудник отдела моделирования и идентификации тепловых процессов; г. Харьков, Украина; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Goloshchapov Vladimir – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Касилов Виктор Иосифович – кандидат технических наук, доцент, кафедра парогенераторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: prof.viktor.kasilov@gmail.com, ORCID 0000-0001-7739-8537.

Kasilov Viktor Iosifovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department of steam generator buildings, National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Касилов Олег Викторович – кандидат технических наук, доцент, кафедра системы информации, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; г. Харьков, Украина; e-mail: o.kasilov@gmail.com, ORCID 0000-0002-8524-2345.

Kasilov Oleg Viktorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department of information system, National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Козлоков, А. Ю. Перетоки воздуха и уходящих газов в уплотнениях регенеративного воздухоподогревателя / **А. Ю. Козлоков, В. Н. Стенников, В. Н. Голощанов, В. И. Касилов, О. В. Касилов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 41–44. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.06.

Please cite this article as:

Kozlov, A., Stennikov, V., Goloshchapov, V., Kasilov, V. and Kasilov, O. (2017), "Cross-flows of air and stack gases in the gaps of regenerative air heater", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 41–44, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.06.

Будь ласка посилайтеся на цю статтю наступним чином:

Козлоков, О. Ю. Перетоки повітря та димових газів в ущільненнях регенеративного повітропідігрівника / **О. Ю. Козлоков, В. М. Стенников, В. М. Голощанов, В. Й. Касилов, О. В. Касилов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 41–44. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.06.

АНОТАЦІЯ Перетоки повітря та димових газів у регенеративному воздухопідігрівачі (РВП) при незадовільному регулюванні ущільнень призводять до зниження ефективної роботи котлоагрегату. Для їх визначення при експлуатації РВП розроблена методика і виконана оцінка за забороною величиною зазорів в ущільненнях. Досвід експлуатації РВП показує, що при недостатньо чіткому регулюванні перетоки повітря можуть досягати ~30 % та більше.

Ключові слова: перетоки, ущільнення, газу, ротор, зазор, деформація.

Поступила (received) 08.02.2017

Т. В. ШЕЛЕСЕЙ**МЕТОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГАЗОВІДВІДНИХ ТРАКТІВ КОТЛІВ ТЕС**

АНОТАЦІЯ Ерозійно-корозійні пошкодження елементів енергообладнання є однією з основних причин порушення нормальної експлуатації, а іноді і зупинка теплоенергетичного обладнання. При спалюванні газу конденсат містить розчинені оксиди вуглецю, азоту і оксиди сірки, що призводить до корозії і ерозії внутрішніх поверхонь газоходів котла. Для виконання умови відвернення утворення конденсату необхідно підвищувати температуру внутрішньої поверхні газовідвідного тракту t_n або зменшувати вологість димових газів і таким чином знижувати температуру їхньої точки роси t_p . В даній роботі наведені технологічні напрямки утилізації димових газів без конденсації водяної пари.

Ключові слова: котел, температура точки роси, температура відхідних газів, поверхні нагріву, корозія, ерозія.

T. SHELESHEY**THE METHODS USED TO PROVIDE THE RELIABILITY OF GAS BLEEDING DUCTS FOR EPP BOILERS**

ABSTRACT Erosion and corrosion damage of the elements of electric equipment is one of the main reasons for the normal operation disturbance and sometimes lockup of the thermal power equipment. The metal loss in the elements of power plants due to the erosion and corrosion wear over their entire service life exceeds 8 % of the original mass that results in the efficiency reduction. In addition, erosion and corrosion process products cause the blockage of water-steam circuit which negatively affects a reliable operation of the power equipment. The purpose of this research was to study the influence of the temperature of dew point on the reliability control. The domestic literature describes some relationships used for the definition of sulfuric acid dew point that were obtained using the dust firing technique. This method allows for the computation of temperature differences and the method showed that that temperature of sulfuric acid dew point exceeds that of the dew point of pure vapors ($t_p = 45-54$ °C). To meet a condition of the prevention of condensate formation it is necessary to increase the temperature of the internal surface of gas bleeding circuit t_n and decrease the humidity of furnace gases and thus decrease the temperature of their dew point t_p . The technological areas of the disposal of furnace gases with no water steam condensation include the heat transfer to the water in the additional heating surface; additional heat transfer to the blow air through an increase in the temperature difference due to a decrease in the temperature of entering air, and the additional heat transfer to the feed water in available heating surfaces.

Key words: boiler, dew point temperature, emitted gas temperature, heating surface, corrosion and the erosion.

Вступ

Намагання знизити температуру димових газів для підвищення ККД котлів обмежується впливом $t_{\text{відх}}$ на довговічність поверхні нагріву як конвективної шахти, так і всього газоповітряного тракту (повітропідігрівачі, газоповітропроводи, димова труба). Обмежуючим фактором зниження $t_{\text{відх}}$ являється точка роси, при якій проходить конденсація вологи димових газів. В котлах тепло-ві втрати з фізичною теплотою димових газів являються найбільш суттєвими. Нормативні значення складають 5–12 % при розрахунках по нижчій теплоті згорання палива [1].

Мета роботи

Метою даної роботи є дослідження впливу температури точки роси на забезпечення надійності газовідвідних трактів котлів.

Основний виклад матеріалу

Ерозійно-корозійні пошкодження елементів енергообладнання є однією з основних причин

порушення нормальної експлуатації, а іноді і зупинка теплоенергетичного обладнання [2]. Втрати металу елементів енергетичних установок внаслідок ерозійно-корозійного зносу за весь термін їх служби перевищує 8 % початкової маси, що веде до зниження економічності. Крім того, продукти ерозійно-корозійного процесу є причиною засмічення пароводяного тракту, що негативно позначається на надійності роботи енергетичного обладнання [3].

Визначальним фактором у всіх випадках є вид палива – вміст сірки, зольність, вміст лужних сполук в попелі, частка виносу летючої золи. Саме вони визначають температуру сірчистоокислотної точки роси, і відповідно, максимальну можливу кількість тепла, яке можна передати без конденсації водяної пари. При спалюванні газу конденсат містить розчинені оксиди вуглецю и азоту ($pH = 4-6$); при спалюванні мазуту в конденсаті розчиняються ще і оксиди сірки ($pH < 4$), що призводить до корозії і ерозії внутрішніх поверхонь газоходів котла [4].

У вітчизняній літературі є кілька залежностей для визначення сірчистоокислотної точки роси, отриманих при пиловому способі спалювання [5, 6]. У даних залежностях розраховується різниця

© Т.В. Шелесей, 2017

температур, що представляє собою перевищення температури сірчистоокислотної точки роси над температурою точки роси чистих парів ($t_p = 45\text{--}54\text{ }^\circ\text{C}$). Ця різниця температур визначається вмістом сірки і золи в паливі, а так само часткою виносу летючої золи.

Будь-які технології утилізації теплоти вимагають попереднього визначення температури точки роси при експлуатації енергоустановок, оскільки при температурах, близьких до t_p , виникає низькотемпературна корозія конвективних поверхонь нагріву, обумовлена конденсацією димових газів розчину сірчаної кислоти і водяної пари. В окремих роботах розрахована для різних палив температура відзначається на $20\text{--}50\text{ }^\circ\text{C}$ від експериментально визначених [7].

Таким чином, існує проблема розрахункового визначення точних значень. Істотна похибка розрахунку пояснюється тим, що в методиці [8] не враховуються режими горіння палива і зміна парціальних тисків компонентів суміші (при її русі в газоходах котла).

Аналіз роботи ТЕС на сірчистих вугіллях (блоки 300 МВт на вугіллі марок Г, Д з вмістом сірки до 3,5 %), показує, що кардинальним напрямком в завданні зниження втрат q_2 є зниження вмісту сірки в паливі хімічними технологіями для газу і мазуту, а для вугілля технологією магнітної сепарації вугільного пилу [9].

Без зниження вмісту сірки в вугільному пилу вирішення задачі зниження температури димових газів нижче $160\text{--}150\text{ }^\circ\text{C}$ проблематично для котлів з регенеративними підігрівниками (РВП) внаслідок проходів між листами теплообмінного набивання в пакетах РВП. В індустріально розвинутих країнах корозійні втрати становлять близько 3–4 % валового національного продукту [10].

Відома багаторічна практика захисту сталі за допомогою покриттів з портландцементу [11]. Це найбільш доступне покриття для горизонтальних ділянок газоходів. Їх стійкість пояснюється близькістю коефіцієнтів розширення сталі і покриттів.

Корозійний процес в зоні низьких температур є електрохімічним і виникає внаслідок утворення на металевій поверхні нагрівання рідкої плівки, що грає роль електроліту. Відомо, що в димових газах містяться водяні пари, парціальний тиск яких визначається якістю палива (вологістю, вмістом водню) і надлишком повітря. При зіткненні димових газів з поверхнями, що мають температуру нижче температури насичення водяної пари при їх парціальному тиску, відбувається конденсація водяної пари, тобто поява роси.

Як відомо, присутність парів сірчаної в димових газах значно підвищує точку роси. Для сірчистих палив точка роси на $(75\text{--}110)\text{ }^\circ\text{C}$ перевищує температуру конденсації водяної пари.

На точку роси впливають також деякі режимні фактори. Наприклад, експериментально встановлено, що при пилоподібному спалюванні палив точка роси залежить від вмісту горючих в віднесенні: для антрацитового штибу (АШ) при зменшенні $C_{ун}$ з 50 % до 20 % точка роси підвищувалася з 60 до $110\text{ }^\circ\text{C}$.

Охолодження газів завжди супроводжується підвищенням ризику низькотемпературної корозії холодних конвективних поверхонь нагріву котла, тому розрізняють охолодження газів до температури сірчистоокислотної точки роси t_p , $^\circ\text{C}$ і для відвернення утворення конденсату тепловологісний режим газовідвідного тракту повинен задовольняти умові

$$t_{\text{вдх}} > t_p. \quad (1)$$

В роботі [12] проведено аналіз чинників, що впливають на дотримання умови (1).

Температура внутрішньої поверхні газовідвідного тракту $t_{\text{п}}$ залежить від багатьох факторів, які в основному визначають процес теплообміну з навколишнім середовищем. Температура точки роси димових газів залежить виключно від їхньої вологості [13, 14]

$$t_p = F(X) = 16,129 \ln \frac{X10^4}{0,847\alpha + 3,67}, \quad (2)$$

де X – вологовміст в димових газах; α – коефіцієнт надлишку повітря.

Очевидно, що для виконання умови (1) необхідно підвищувати температуру внутрішньої поверхні газовідвідного тракту $t_{\text{п}}$ або, як видно з (2), зменшувати вологість димових газів і таким чином знижувати температуру їхньої точки роси t_p .

При спалюванні вугілля за методикою [8] температуру точки роси визначають за формулою

$$t_p = t_p^{\text{H}_2\text{O}} + \frac{\beta \sqrt{S_{\text{np}}^{\text{p}} \frac{\text{SO}_2^{\text{ф}}}{\text{SO}_2^{\text{max}}}}}{1,05^{\alpha_{\text{ун}} A_{\text{п}}^{\text{п}}}}, \quad (3)$$

де $\alpha_{\text{ун}}$ – вихід зольного виносу; β – емпіричний коефіцієнт; $\text{SO}_2^{\text{ф}}$ і SO_2^{max} – фактично виміряний і максимально розрахований вміст діоксиду сірки в димових газах, $\text{мг}/\text{м}^3$.

Значення складно розрахувати по стехіометричному співвідношенню за умови переходу всієї сірки палива в діоксид сірки. Значення отримані за формулою (3) і термодинамічних розрахунків, виявилися близькими. Надалі, у міру накопичення експериментального матеріалу, ця формула може бути уточнена шляхом зміни значень коефіцієнта.

Зниження концентрації газоподібних сірчистих сполук у вихідних газах притаманне в більшій чи меншій мірі будь-якої технології спалю-

вання вугілля. Найбільшою мірою воно характерно для котлів з низькотемпературним спалюванням, наприклад з киплячим шаром або обладнаних млинами-вентиляторами з газовою сушінням палива і прямим вдуванням пилу. При зазначених умовах експлуатації викиди змінюються від 0 до 200 мг/м³ в залежності від навантаження [15].

Можна виділити три технологічних напрямки утилізації димових газів без конденсації водяної пари: передача теплоти воді в додатковій поверхні нагрівання; передача додаткової теплоти дутьовому повітрю в наявних поверхнях нагріву шляхом підвищення температурного напору за рахунок зниження температури поступаючого в них повітря; передача додаткової теплоти живильній воді [1].

Висновки

1 Визначальним фактором у всіх випадках є вид палива. При спалюванні газу конденсат містить розчинені оксиди вуглецю і азоту ($pH = 4-6$); при спалюванні мазуту в конденсаті розчиняються ще і оксиди сірки ($pH < 4$), що призводить до корозії і ерозії внутрішніх поверхонь газоходів котла.

2 Охолодження газів завжди супроводжується підвищенням ризику низькотемпературної корозії холодних конвективних поверхонь нагріву котла, тому розрізняють охолодження газів до температури сірчистокислотної точки роси t_p , °С.

3 Для виконання умови відвернення утворення конденсату необхідно підвищувати температуру внутрішньої поверхні газовідвідного тракту $t_{п}$ або зменшувати вологість димових газів і таким чином знижувати температуру їхньої точки роси t_p .

4 Технологічні напрямки утилізації димових газів без конденсації водяної пари є: передача теплоти воді в додатковій поверхні нагрівання; передача додаткової теплоти дутьовому повітрю шляхом підвищення температурного напору за рахунок зниження температури поступаючого в них повітря; передача додаткової теплоти живильній воді в наявних поверхнях нагріву.

Список літератури

- 1 **Елсуков, В. К.** Оценка возможности утилизации теплоты уходящих газов котлов на примере сжигания канско-ачинских углей / **В. К. Елсуков** // Промышленная энергетика. – 2007. – № 11. – С. 21–27.
- 2 **Хворенков, Д. А.** К вопросу о конденсатообразовании в дымовых трубах котельных установок [Электронный ресурс] / **Д. А. Хворенков, О. И. Варфоломеева** // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. – 2005. – № 8. – Режим доступа: или URb: <http://www.c-o-k.ru>. – 03.02.2017.

- 3 **Бухаркин, Е. Н.** К вопросу обеспечения надежных условий использования экономичных котлов с конденсационными теплоутилизаторами / **Е. Н. Бухаркин** // Промышленная энергетика. – 1995. – № 7. – С. 31–34.
- 4 **Афанасьев, Ю. О.** Исследование конденсации пара из паровоздушной смеси / **Ю. О. Афанасьев, П. Т. Петрик, Н. В. Тиунова, А. С. Калмыков** // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2002. – № 3. – С. 49–52.
- 5 **Кутателадзе, С. С.** Теплопередача при конденсации и кипении / **С. С. Кутателадзе**. – Москва : Машгиз, 1952. – 233 с.
- 6 **Фиалко, Н. М.** Эффективность применения конденсационных теплоутилизаторов в системах теплоснабжения / **Н. М. Фиалко, И. З. Аронов, Р. А. Навродская, Г. А. Пресич** // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25, № 3. – С. 36–41.
- 7 **Гут, П. О.** Захист від корозії зовнішніх поверхонь нагрівання під час простоювання котлів у резерві / **П. О. Гут, М. Т. Крук, Й. С. Мисак** // Вісник Державного університету «Львівська політехніка». – 1999. – № 365. – С. 47–55.
- 8 МУ 34-70-118-84. Методические указания по предупреждению низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева и газоходов котла. – Москва, 1986. – 12 с.
- 9 Липов Ю.М., Третьяков Ю.М. Котельные установки и парогенераторы. – Москва-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика»; Институт компьютерных исследований, 2006. – 592 с.
- 10 Способ защиты воздухоподогревателя от коррозии : а.с. SU180284 : СССР / **Б. И. Александров, В. М. Биман, А. А. Ларичева, А. У. Липец, А. И. Прохорова** (СССР). – № 100365 ; заявл. 26.04.1965 ; опубл. 01.01.1966, Бюл. № 7.
- 11 **Fenimore, C.** Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames / **C. Fenimore** // Combustion and Flames. – 1972. – Vol. 19, No. 2. – P. 289–296.
- 12 **Сазанов, Б. В.** Теплоэнергетические системы промышленных предприятий : учеб. пособие для вузов / **Б. В. Сазанов, В. И. Ситас**. – Москва : Энергоатомиздат, 1990. – 304 с.
- 13 **Смирнов, И. А.** Основные направления повышения эффективности ТЭЦ в условиях рыночных отношений / **И. А. Смирнов, Л. С. Хрилев** // Теплоэнергетика. – 2004. – № 4. – С. 50–57.
- 14 **Жидович, О. В.** Охлаждение газов в дымовых трубах / **О. В. Жидович, В. Н. Альшевский, Ф. П. Дужих** // Теплоэнергетика. – 1977. – № 9. – С. 44–47.
- 15 **Безлюдный, П. П.** Определение температуры точки росы продуктов сгорания природного газа / **П. П. Безлюдный, Л. Г. Семенюк, В. Н. Николаев, М. И. Пересичный** // Известия вузов СССР. Энергетика. – 1986. – № 12. – С. 89–91.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Yelsukov, V. K.** (2007), "Evaluation of the possibility of utilization of exhaust gases heat the boilers at the example of burning Kansk-Achinsk coals", *Promyshlennaya Energetika*, No. 11, pp. 21–27.

- 2 **Hvorenkov, D. A. and Varfolomeeva, A. S.** (2005), "To the question of kondensatormii in chimneys of boilers", *Plumbing. Heating. Conditioning*, No. 8, available at: <http://www.c-o-k.ru> (accessed 3 January 2017).
- 3 **Bukharkin, E. N.** (1995), "The issue of providing safe conditions of use of fuel-efficient boilers with condensing heat exchanger", *Promyshlennaya Energetika*, No. 7, pp. 31–34.
- 4 **Afanasev, Y. A., Petrik, P. T., Tiunova, N. In. and Kalmykov, A. S.** (2002), "Study of steam condensation from steam-air mixtures", *Bulletin of the Kuzbass state technical University*, No. 3, pp. 49–52.
- 5 **Kutateladze, S. S.** (1952), *Heat transfer during condensation and boiling*, Mashgiz, Moscow, Russian.
- 6 **Fialko, N. M., Aronov, I. S., Navrotsky, R. A. and Presic, G. A.** (2003), "The efficacy of the condensing heat exchanger in heat supply systems", *Industrial heat engineering*, Vol. 25, No. 3, pp. 36–41.
- 7 **Guth, P. A., Kruk, M. T. and Misak, I. S.** (1999), "Corrosion Protection of external surfaces during idle boilers in reserve", *Bulletin of State University "Lviv Polytechnic"*, No. 365, pp. 47–55.
- 8 (1986), *MV 34-70-118-84. Guidelines for the prevention of low temperature corrosion of the heating surfaces and flues of the boiler*. Moscow, Russian.
- 9 **Lipov Y.M., Tretiyakov Y.M.** *Boiler plants and steam generators* (2006) Moscow, Izhevsk, Institute of Computer Studies.
- 10 **Aleksandrov, B., Beeman, V. M., Laricheva, A. A., Lipiec, A. U. and Prokhorova, A. I.** (1965), "Way to protect vazduhoplov-greates from corrosion", SU180284 (USSR). No. 100365, Appl. 26.04.1965, publ. 01.01.1966, bull. No. 7.
- 11 **Fenimore, C.** (1972), Formation of nitric oxide from fuel nitrogen in ethyltnt", *Combustion and Flames*, Vol. 19, No. 2, pp. 289–296.
- 12 **Sazanov, B. V. and Sitas, V. I.** (1990), *Heat power engineering systems of industrial enterprises*, Energoatomizdat, Moscow, Russian.
- 13 **Smirnov, I. A. and Khrilev, L. S.** (2004), "The Main directions of improving the efficiency of CHP in the conditions of market relations", *Thermal Engineering*, No. 4, pp. 50–57.
- 14 **Zhydovich, O. V., Alshevsky, V. N. and Dugih, F. P.** (1977), "Cooling of gases in chimneys", *Teplenergetika*, No. 9, pp. 44–47.
- 15 **Besludniy, P. P., Semeniuk, L. G., Nikolaev, V. N. and Peresichna, M. I.** (1986), "Determination of the dew point temperature of the combustion products of natural gas", *Izvestiya vuzov of the USSR. Energy*, No. 12, pp. 89–91.

Відомості про авторів (About authors)

Шелешей Тетяна Вікторівна – асистент кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут»; м. Київ, Україна; e-mail: sheleshey_tanya@ukr.net.

Sheleshey Tanya – assistant, Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Шелешей, Т. В. Методи забезпечення надійності газовідвідних трактив котлів ТЕС / **Т. В. Шелешей** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 45–48. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.07.

Please cite this article as:

Sheleshey, T. (2017), "The Methods Used to Provide the Reliability of Gas Bleeding Ducts for EPP Boilers", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 45–48, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.07.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Шелешей, Т. В. Методы обеспечения надежности газоотводящих трактов котлов ТЭС / **Т. В. Шелешей** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 45–48. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.07.

АННОТАЦИЯ Одним из эффективных методов малозатратной модернизации ТЭС является снижение температуры отходящих газов котлов ($t_{\text{вдх}}$). Попытки снизить температуру отходящих газов для повышения КПД котлов ограничивается влиянием $t_{\text{вдх}}$ на долговечность поверхностей нагрева как конвективной шахты, так и всего газовоздушного тракта с учетом точки росы (t_p). На базе анализа эксплуатационных показателей паровых котлов типа ТГМП-314А составлено уравнение регрессии. Результаты исследований подтверждают, что наибольшее влияние на температуру дымовых газов во всем диапазоне изменения электрической нагрузки блока имеет температура питательной воды.

Ключевые слова: котел, переменный режим эксплуатации, температура отходящих газов, электрическая мощность, тепловая нагрузка, температура и расход питательной воды.

Надійшла (received) 13.02.2017

О. В. ТРЕТЬЯК, О. Ю. ШУТЬ, М. В. ТРИБУШНОЙ

АНАЛІЗ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ХРЕСТОВИНИ ГІДРОГЕНЕРАТОРА – ДВИГУНА ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ ЗА ОСОБЛИВИХ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

АНОТАЦІЯ В роботі проведено дослідження основних елементів конструкції гідрогенераторів вертикального виконання, а саме статору, ротору у складі втулки, спиць, обода ротору, полюсів і надставки валу, направляючого підшипника з пристроєм мащення і охолодження, під'ятника з пристроєм мащення і охолодження, гальмівного і підйомного пристрою ротора з системою трубопроводів, насосом високого тиску, щитом гальмування, верхнім і нижнім перекриттям з сполучними і складальними елементами, системи вентиляції та охолодження гідрогенератора-двигуна, включаючи повітроохолоджувачі. Вказано на неможливість розв'язання прямої задачі для елементів конструкції, що знаходяться під дією циркуляційних струмів. Запропоновано рішення обернених задач для крупних елементів гідрогенератора. Виконано аналіз причин нагріву хрестовини гідрогенератора в процесі експлуатації при різних режимах роботи. Проведено детальний розрахунок теплового стану і переміщень центральної частини хрестовини при нагріванні, а також визначені зусилля які передаються на домкрат в результаті теплового розширення лап хрестовини. Проведений розрахунковий аналіз показав, що теплове розширення і внаслідок цього переміщення всієї хрестовини в цілому критичного характеру не мають.

Ключові слова: гідрогенератор, ротор, статор, тепловий стан, тепловий вплив.

O. TRETIAK, O. SHUT, M. TRIBUSHNOY

ANALYSIS OF HEAT STATE OF HYDROGENERATOR SPIDER – MOTOR OF HIGH POWER AT SPECIAL CONDITIONS OF OPERATION

ABSTRACT In given article the study of the basic elements of Hydrogenerators of vertical design version namely the stator, the rotor including the bush, spokes, rotor rim, poles and shaft extension, guide bearing with lubrication and cooling, the thrust bearing with lubrication and cooling, braking and lifting device of the rotor with pipe lines systems, high pressure pump, braking shield, with top and bottom overlap with connection and assembly elements, ventilation and cooling system of Hydrogenerator-motor including air coolers. It is indicated to impossibility of the direct task solving for the design elements that are under action of circulation currents. Solving of the reverse tasks for large design elements of Hydrogenerator is proposed. The analysis of heating causes of the spider of Hydrogenerator during operation under various operating modes. Detailed calculation of the thermal state and the transfer of the central part of the spider at heating, as well as forces transmitted to the jack as a result of thermal expansion of the spider legs were determined. Calculation analysis has showed that the thermal expansion and thereby a transfer of the entire spider do not have critical nature generally. Submitted article gives opportunity to continue studying of the action of circulation currents to general condition of the design. Proposed methods let solve the reverse thermal task in three-dimensional model. As per got thermal release we succeed to specify the reaction in the spacing jacks supports connected with the thermal expansion of the construction. At that we succeed to determine heat release due to circulation currents in the spider top area. Calculations were made in the software programming complex SolidWorks Simulation.

Keywords: Hydrogenerator, rotor, stator, thermal state, thermal effect.

Вступ

Сучасна енергетика дозволяє отримувати електроенергію багатьма способами – вітрогенератори, парові турбіни, енергія припливів і відливів, а також гідрогенератори. Розвиток гідроенергетики в Україні є одним з перспективних напрямків розвитку енергетики країни в цілому. Основу гідроенергетичного парку ГЕС і ГАЕС країни складають гідроенератори горизонтального типу. Горизонтальні гідроенератори при досить високих частотах обертання виявляються більш компактними і легкими в порівнянні з вертикальними і внаслідок цього є більш продуктивними. Основними виробниками гідроенераторів в світі є: «Alstom» Франція, «Siemens» Німеччина, «Toshiba» Японія, «Електроважмаш» Україна, «Ansaldo Energia» Італія, «Tes Vsetin» Чехія, ПАТ «Силові машини» Росія.

Мета роботи

Визначити початкові та граничні умови шляхом розв'язання оберненої задачі з урахуванням впливу циркуляційних струмів на конструктивні елементи гідроенератора.

Загальний опис конструкції гідроагрегату

Конструкція гідроенератора залежить від параметрів гідротурбіни, які в свою чергу залежать від природних умов в районі будівництва гідроелектростанції (напору води і її витрати). Також вона обирається таким чином, щоб досягалася максимальна потужність при виробленні електроенергії. У зв'язку з цим для кожної гідроелектростанції зазвичай проектується новий гідроенератор. Зазвичай використовується гідроенератори вертикального типу, але

бувають винятки, коли ефективніше використати горизонтальний тип [1].

Велика частина існуючих на сьогодні гідрогенераторів мають вертикальне виконання з порівняно малою частотою обертання (до 600 об/хв) і досить великим діаметром (до 20 м). Також існують гідрогенератори горизонтального виконання, але в них стає неможливим забезпечення необхідної механічної міцності і жорсткості елементів їх конструкції.

До складу гідрогенератора-двигуна і його допоміжних систем входять:

- статор;
- ротор у складі втулки, спиць, обода ротора, полюсів і надставки валу;
- направляючий підшипник з пристроєм мащення і охолодження;
- підп'ятник з пристроєм мащення і охолодження;
- гальмівний і підйомний пристрій ротора з системою трубопроводів, насосом високого тиску, щитом гальмування;
- верхнє і нижнє перекриття з сполучними і складальними елементами;
- система вентиляції та охолодження гідрогенератора-двигуна, включаючи повітроохолоджувачі;
- система підігріву повітря на зупиненому гідрогенераторі-двигуні;
- система освітлення гідрогенератора-двигуна;
- головні і нульові виводи обмотки статора і виводи обмотки збудження;
- щітково-контактний апарат (для підведення струму в обмотку ротора);
- верхній ковпак для закриття верхнього кінця надставки валу і щітково-контактного апарату;
- індивідуальна система захисту від пожежі в гідрогенераторі-двигуні;
- болтові і втулкові елементи з'єднання верхнього фланця втулки ротора з фланцем надставки валу;
- трубопроводи системи водяного охолодження повітроохолоджувачів і мастилоохолоджувачів направляючого підшипника і підп'ятника;
- датчики системи контролю та моніторингу, клемні шафи, а також проводка від датчиків до клемників;
- система термоконтролю гідрогенератора-двигуна;
- система моніторингу з контролем часткових розрядів в ізоляції обмотки статора;
- система водяного автоматичного пожежогасіння (АПЖ) з вбудованими інфрачервоними датчиками з контролем витрати;
- статична тиристорна система незалежного збудження.

Гідрогенератор-двигун забезпечує роботу в двох основних режимах: в генераторному і в руховому.

У генераторному режимі гідрогенератор-двигун перетворює механічну енергію, передану з вала насос-турбіни, в електричну енергію, що віддається в мережу.

У режимі двигуна гідрогенератор повинен перетворити електричну енергію, що забирається з мережі в механічну енергію обертання валу насос-турбіни, що подає воду з нижнього у верхній басейн ГАЕС для створення запасу потенційної енергії у вигляді накопичуваної в верхньому басейні води.

Розглянутий нами гідрогенератор-двигун – горизонтальний зонтичний з одним направляючим підшипником, розміщеним у масляній ванні верхньої хрестовини над ротором, і з підп'ятником, що спирається на кришку гідротурбіни. Монтується генератор на хрестовину, яка служить для сприйняття і передачі вертикальних і радіальних зусиль безпосередньо на фундамент або на корпус статора, закріплений на фундаменті. Її конструкція повинна протистояти осьовим і поперечним навантаженням, а також витримувати температурні перепади. Гідрогенератор-двигун приєднується до блокового трансформатора через два елегазових вимикача і два роз'єднувача [2].

Потік води під напором входить в трубу і звідси в спіральну камеру. Рухаючись всередині камери водяна маса закручується. У центрі камери – колесо турбіни з направляючим апаратом, що складається з лопаток, які можуть повертатися на своїй осі і таким чином регулювати вироблювану потужність.

Крізь направляючий апарат вода потрапляє на лопаті робочого колеса турбіни і вона починає обертатися. Далі вода потрапляє у відсмоктувальну трубу, а з неї назад у русло ріки.

Робоче колесо турбіни обертається і разом з ним обертається вал, що зв'язує робоче колесо з ротором електричної машини – генератором змінного струму. Під час його роботи виділяється значна кількість тепла, тому необхідна досить потужна система охолодження. У розглянутому нами генераторі встановлена непряма система охолодження з повітряним охолодженням обмотки статора і ротора та замкнутим циклом самовентиляції з охолодженням повітря в повітроохолоджувачах, встановлених на зовнішній поверхні корпусу статора. Повітря циркулює під впливом самовентиляції ротора. Витрата повітря забезпечується за рахунок напірної дії тих самих, названих вище спиць ротора, обода з каналами і полюсів.

Також варто коротко сказати про статор гідрогенератора. Він виготовляється роз'ємним з деякої кількості секторів, які сполучаються при складанні в кільце за допомогою стикових плит та стяжних болтових елементів. Важливим фактором є те, що корпус статора повинен передавати на будівельну частину без деформацій електромеханічні, електродинамічні і термічні сили, що вини-

кають внаслідок аварійних режимів. Тобто необхідно задати високий рівень жорсткості кожного елемента окремо і всієї конструкції в цілому.

Сердечник статора повинен бути виконаний з високоякісної холоднокатаної електротехнічної сталі нерознімним з шихтовкою у «кільце» і укладанням обмотки на монтажному майданчику станції на місці установки. Монолітність сердечника статора повинна досягатися його багаторазовим обпресуванням у процесі складання за допомогою кільцевого гідравлічного преса, а також індукційним обпресуванням.

Обмотка статора петльова, стрижнева, двошарова; плетені стрижні повинні виконуватися з двох стовпців елементарних провідників, транспонованих за методом Робеля на 360° . Ізоляція обмотки статора – терморезистивна, з вакуумуванням і гидростатичним обпресуванням при її запіканні необхідно забезпечити належний клас нагрівостійкості.

Тепер розглянемо валопровід, який пов'язує робоче колесо турбіни з ротором генератора. Він повинен бути спроектований так, щоб витримувати обертаючі моменти, що виникають під час нормального і аварійного режимів роботи. Конструкція повинна забезпечувати відсутність концентраторів місцевих напружень. Повинен бути захищений від струмів валу, для чого сегменти підшипника і диск під'ятника повинні бути електрично ізолювані від корпусу.

Конструкція направляючого підшипника повинна забезпечувати обертання ротора в будь-якому режимі роботи, включаючи аварійні умови. Він повинен представляти досить жорстку конструкцію, яка узгоджується з вимогами, що стосуються критичної частоти обертання валу.

Під'ятник повинен бути гідродинамічного типу, з використанням олії в якості мастильного середовища і спроектований для сприйняття осьових навантажень, включаючи передані від насос-турбіни. Він повинен спиратися на кришку насос-турбіни.

З генератора струм проходить через трансформатор, який підвищує напругу, а з нього в мережу для подальшої передачі споживачам.

Зворотні задачі теплотехніки

Нехай за відомим кінцевим тепловим станом тіла необхідно відновити початковий розподіл температур, звернувши хід часу. Це приклад постановки оберненої задачі теплопровідності. У більш загальному сенсі зворотними називають завдання в яких шукані величини недоступні прямим спостереженням і повинні бути відновлені за даними непрямих вимірювань (тобто вимірювання інших величин, пов'язаних з пошуком деякою складною функціональною залежністю).

На відміну від прямих завдань, зворотні не завжди можуть відповідати реальним подіям: не можна звернути хід теплообмінного процесу, як і змінити плин часу, постановки оберненої задачі є фізично некоректними. При математичній формалізації фізична некоректність вже проявляється, частіше, наприклад, в нестійкості рішення, як математичне. Таким чином, зворотні задачі представляють собою типовий приклад некоректно поставлених задач в теорії теплообміну.

Поряд з прямим завданням теплопровідності – відшукування температурного поля шляхом вирішення рівняння з відомими крайовими умовами – можлива постановка і оберненої задачі, в якій по заданому в просторі і в часі розподілу температур потрібно визначити відповідні крайові умови (або початковий розподіл температури, або граничні умови) або коефіцієнти рівняння – фізичні властивості речовини.

Для розв'язання прямої задачі ми завжди рухаємося від причини до слідства, у нас завжди є можливість провести будь-які виміри, або експерименти. У рішенні обернених задач цей принцип не працює, в умовах таких задач ми рухаємося навпаки від слідства до причини, тому потрібні принципово нові підходи до вирішення таких завдань. Одним з таких методів є аналітичні або машинні (чисельні) розв'язки обернених задач нестационарної теплопровідності. Залежно від конкретної спрямованості і строгості постановки, які визначаються прикладними цілями досліджень, прийоми і алгоритми розв'язання обернених задач широко варіюються. Методичні похибки які базуються на основі відновлюваних температур теплообмінних і теплофізичних характеристик переважно оцінюються, виходячи з приватних особливостей розв'язуваної задачі [3].

Іншим методом вирішення таких завдань є метод підбору. Також одним з перспективних напрямків у вирішенні зворотних задач теплопровідності є приведення їх до екстремальних постановок і використання приватних методів теорії оптимізації. При цьому можливі два випадки:

- 1) рішення шукається в просторі параметрів;
- 2) завдання вирішується в функціональному просторі.

У першому випадку екстремізується функція кінцевого числа параметрів – параметрична оптимізація, у другому – визначаються функції, які екстремізують функціонал від цих функцій – функціональна оптимізація.

Підводячи підсумки усьому вище сказаному можна з упевненістю сказати, що відшукування найбільш простого і точного механізму розв'язання обернених задач теплотехніки, і обернених задач в цілому – це питання, яке ще дуже довгий час буде залишатися актуальним, тому що існує безліч завдань цього типу, і при щонайменшій зміні будь-

яких параметрів, наша умовна задача буде «перетікати» з одного виду в інший. Тому для початку необхідно створити більш – менш чітку класифікацію задач такого типу, а вже після шукати механізм вирішення для всього класу в цілому.



Рис. 1 – Вертикальний гідрогенератор

Визначення теплового стану хрестовини при нагріванні

Під час роботи вертикального гідрогенератора (рис. 1 та 2) деяка частина вироблюваної їм потужності, (2–5 % від номінальної) розсіюється у вигляді тепла всередині самого генератора.

Величина втрат безпосередньо залежить від розмірів гідрогенератора – чим більше генератор, тим менше обертів і тим менше втрати, і навпаки. Втрати потужності можна класифікувати на три основні групи:

- магнітні;
- електричні;
- механічні.

Одним з основних теплових впливів на генератор є вихрові струми, які утворюються в двигуні внаслідок електромагнітної індукції в провідному середовищі при зміні пронизуючого її магнітного потоку [7]. Всі втрати потужності перетворюються в тепло, яке нагріває гідрогенератор (рис. 3). Також нагрівається і хрестовина, на яку монтується генератор і яка має безпосередній контакт з корпусом гене-

ратора. Тепло перетікає з обмоток статора на корпус, а з нього на хрестовину.



Рис. 2 – Загальний вигляд зверху

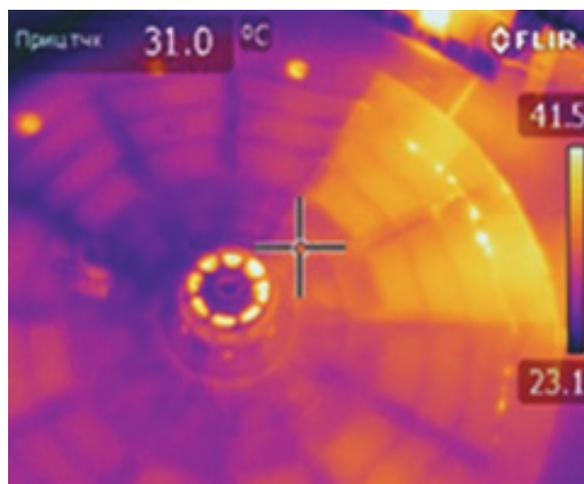


Рис. 3 – Тепловий стан гідрогенератора

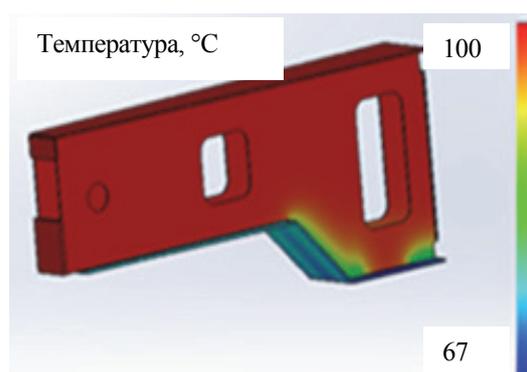


Рис. 4 – Температурний режим лапи

Завданням цього розрахунку є визначення теплового стану і переміщень хрестовини та її лап при нагріванні (рис. 4), а також навантаження якого зазнають домкрати через переміщення лап. Дане завдання є зворотною задачею теплотехніки, тому що з початкових даних у нас присутнє тільки температурне поле хрестовини, і спираючись на це температур

не поле, нам необхідно відновити первісний стан об'єкта, тобто потрібно звернути процес назад [4].

Загальний запис оберненої задачі може бути представлений у формі операторного рівняння

$$Au = f, u \in U, f \in F,$$

де u і f – відповідно шукана характеристика і та, яка спостерігається. Вони трактуються як елементи метричних просторів U і F . Оператор $A: U \rightarrow F$ передбачається заданим, має область визначення $D(A) \subseteq U$ і область значення $R(A) \subseteq F$. Завдання рішення рівняння називається коректно поставленим за Адамаром, якщо:

- 1) для будь-якої $f \in R(A) = F$ існує рішення $u \in U$ (умова можливості розв'язання);
- 2) рішення є єдиним в U (умова однозначності).

Згідно з отриманими тепловиділеннями вдалося уточнити реакції в опорах розпірних домкратів, пов'язаних з тепловим розширенням конструкції. При цьому вдалося визначити тепловиділення, обумовлені циркуляційними струмами в зоні розташування верхньої хрестовини.

Розрахунки проводилися в програмному комплексі *SolidWorks Simulation*.

Для початку визначили стаціонарний температурний режим лапи. Потім визначили теплові переміщення і побудували їх епюру.

В результаті проведеного розрахунку з'ясували що максимальне переміщення в центральній частині хрестовини склало 0,1 мм.

У механічному розрахунку домкрат вважається абсолютно жорстким. Спочатку визначили стаціонарний температурний режим лапи (рис. 4). Потім визначили зусилля які діють на домкрат. В результаті проведеного розрахунку отримали температурний розподіл хрестовини від теплового впливу з боку провідної шини.

Висновки

На даному етапі проведено детальний розгляд основних проблем нагріву гідрогенератора, та пов'язаних з цим додаткових навантажень на всю конструкцію в цілому. Зазначено основні шляхи напрямку використання математичним апаратом методів зворотних задач. Представлено розрахунок теплового навантаження на хрестовину генератора, та зроблено висновки щодо отриманих даних.

Список літератури

- 1 **Tabernero, A.** Predictive Maintenance in hydrogenerators [Electronic resource] / **A. Tabernero, B. Battle** // Presented in Hydro 2007. – Spain, Granada. – 2007. – С. 1–8. – Режим доступу: или URb: http://www.unitronics-electric.com/pdf/Paper_Hydro_Marketing_low.pdf. – 07.01.2017.
- 2 **Neumayer, F.** Methods for Fixation of the Rotor Winding Overhang of Large Asynchronous Hydrogenerators / **F. Neumayer, F. Ramsauer, M. Himmelreich, G. Kastner** // Colloquium on new development of rotating electrical machines. – Beijing, China. – 2011. – С. 86–92. – ISSN 0885-8969.
- 3 **Кобзар, К. О.** Аналіз причин пошкодження турбогенераторів та гідрогенераторів шляхом визначення скаладнонапруженого стану деталей / **К. О. Кобзар, О. Ю. Шуть, О. О. Овсянникова, О. В. Сенецький, О. В. Третяк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 136–142. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.19.
- 4 **Ошовский, В. В.** Использование компьютерных систем конечно-элементного анализа для моделирования гидродинамических процессов / **В. В. Ошовский, Д. И. Охрименко, А. Ю. Сысоев** // Научові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Хімія і хімічеська технологія. – 2010. – Вып. 15. – ISSN 2074-6652.
- 5 **Копылов, И. П.** Справочник по электрическим машинам / **И. П. Копылов**. – Москва : Энергоатомиздат, 1988. – 456 с.
- 6 **Готтер, Г.** Нагрев и охлаждение электрических машин / **Г. Готтер** ; пер. с нем. – Москва ; Ленинград : Госэнергоиздат, 1961.
- 7 **Филиппов, И. Ф.** Теплообмен в электрических машинах: учебное пособие для вузов / **И. Ф. Филиппов**. – Ленинград : Энергоатомиздат, 1986. – 256 с. : ил.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Tabernero, A. and Battle, B.** (2007), "Predictive Maintenance in hydrogenerators", *Presented in Hydro 2007*, Spain, Granada, pp. 1–8, available at: http://www.unitronics-electric.com/pdf/Paper_Hydro_Marketing_low.pdf (accessed 7 January 2017).
- 2 **Neumayer, F., Ramsauer, F., Himmelreich, M. and Kastner, G.** (2011), "Methods for Fixation of the Rotor Winding Overhang of Large Asynchronous Hydrogenerators", *Colloquium on new development of rotating electrical machines*, Beijing, China, pp. 86–92, ISSN 0885-8969.
- 3 **Kobzar, K., Shut, O., Ovsianynkova, O., Senetskyi, O. and Tretiak, O.** (2016), "Analysis of causes of turbogenerators and hydrogenerators damages by the method of determination of complicated stressed state of the parts", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 136–142, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.19.
- 4 **Oshovskiy, V. V., Ohrimenko, D. I. and Sysoev, A. Yu.** (2010), "Ispolzovanie komputernyih sistem konechno-elementnogo analiza dlya modelirovaniya gidrodinamicheskikh protsessov [Use of computer finite element analysis systems for simulation of hydrodynamic processes]", *NaukovI pratsI Donetskogo natsionalnogo tehnlchnogo unIversitetu. Seriya: Himiya i himicheskaya tehnologiya [Scientific works of Donetsk National Technical University. Series: Chemistry and Chemical Technology]*, No. 15, ISSN 2074-6652.

- 5 **Kopylov, I. P.** (1988), *Handbook of electric machines*, Energoatomisdat, Moscow, Russia.
- 6 **Gotter, G.** (1961), *Heating and cooling of electrical machines*, Gosenergoizdat, Moscow, Russia.
- 7 **Philipov, I. F.** (1986), *Heat transfer in electric machines*, Energoatomisdat, Leningrad, Russia.

Відомості про авторів (About authors)

Третяк Олексій Володимирович – кандидат технічних наук, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ», завідувач сектором механічних розрахунків; 61089, Україна, м. Харків, пр-т Московський, 299; e-mail: alex3tretjak@mail.ru, ORCID 0000-0003-4945-5500.

Tretiak Olexsii – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), SE "Plant" Electroyazhmash", Head of sector on mechanical calculations; 299 Moskovsky Ave, 61089, Kharkov, Ukraine.

Шуть Олександр Юрійович – заступник начальника відділу проектування гідрогенераторів і КМПТ, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»; 61089, Україна, м. Харків, пр-т Московський, 299; ORCID 0000-0003-1591-2558.

Shut Olexandr – Deputy Head of Department on Hydrogenerators and LDCM, SE "Plant" Electroyazhmash", 299 Moskovsky Ave, 61089, Kharkov, Ukraine.

Трибушної Микита Віталійович – молодший спеціаліст, Факультет авіаційних двигунів, Кафедра теорії авіаційних двигунів, Національний аерокосмічний університет імені М. Є. Жуковського «ХАІ» НАН України; 61070, Україна, м. Харків, вул. Чкалова 17; e-mail: leer07770@gmail.com, ORCID 0000-0001-8386-715X.

Tribushnoy Nickita – Junior Specialist, Faculty aircraft engines, Aircraft engines theory, National Aerospace University M.E. Zhukovsky "NAI" NAS of Ukraine; st. Chkalov 17, 61070, Kharkov, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Третяк, О. В. Особливості математичного моделювання теплового стану гідрогенераторів капсульного типу / **О. В. Третяк, О. Ю. Шуть, М. В. Трибушної** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 49–54. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.08.

Please cite this article as:

Tretiak, O., Shut, O. and Tribushnoy, N. (2017), "Features of Mathematical Modeling of the Thermal State of the Bulb Type Hydrogenerators", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 49–54, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.08.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Третяк, А. В. Особенности математического моделирования теплового состояния гидрогенераторов капсульного типа / **А. В. Третяк, А. Ю. Шуть, Н. В. Трибушной** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 49–54. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.08.

АННОТАЦИЯ В работе проведено исследование основных элементов конструкции гидрогенераторов вертикального исполнения, а именно статора, ротора в составе втулки, спиц, обода ротора, полюсов и надставки вала, направляющего подшипника с устройством смазки и охлаждения, подпятника с устройством смазки и охлаждения, тормозного и подъемного устройства ротора с системой трубопроводов, насосом высокого давления, щитом торможения, верхним и нижним перекрытием со связующими и сборочными элементами, системы вентиляции и охлаждения гидрогенератора-двигателя, включая воздухоохладители. Указано на невозможность решения прямой задачи для элементов конструкции, находящихся под действием циркуляционных токов. Предложено решение обратных задач для крупных элементов гидрогенераторов. Выполнен анализ причин нагрева крестовины гидрогенератора в процессе эксплуатации при различных режимах работы. Проведен детальный расчет теплового состояния и перемещений центральной части крестовины при нагревании, а также определенные усилия, которые передаются на домкрат в результате теплового расширения лап крестовины. Проведенный расчетный анализ показал, что тепловое расширение и вследствие этого перемещение всей крестовины в целом критического характера не имеют.

Ключевые слова: гидрогенератор, ротор, статор, тепловое состояние, тепловое воздействие.

Надійшла (received) 15.02.2017

И. И. ПЕТУХОВ, Ф. Г. СОРОГИН, Ю. В. ШАХОВ, А. В. МИНЯЧИХИН

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГТП СЕМЕЙСТВА АИ-336 С РАСПЫЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА

АННОТАЦИЯ Распылительная система охлаждения (PCO) циклового воздуха наиболее приемлема для повышения эффективности газотурбинного привода (ГТП) семейства Д-336 и АИ-336 при высоких температурах окружающего воздуха. Определенные преимущества здесь имеют PCO входного воздуха на основе пневматических форсунок. В работе представлены результаты стендовых испытаний ГТП с такой PCO, в том числе на режимах "влажного" сжатия в компрессоре. Определены достижимые значения прироста мощности и эффективного КПД ГТП, влияние защитных сеток комплексного воздухоочистительного устройства на эти показатели, вклад увлажнения воздуха в снижении эмиссии окислов азота.

Ключевые слова: газотурбинный привод, распылительная система охлаждения, испытания, энергетическая эффективность, эмиссия.

I. I. PETUKHOV, F. G. SOROGIN, Y. V. SHAKHOV, A. V. MINYACHIKHIN

POWER EFFICIENCY OF THE GAS TURBINE DRIVE OF AN AI-336 SET WITH THE SPRAYING-TYPE CYCLE AIR COOLING SYSTEM

ABSTRACT One of the main drawbacks of any gas turbine drive (GTD) is a decrease in its power and the effective efficiency with an increase in the ambient temperature. The air cooling eliminates to a great extent the above negative consequences. Spraying-type cooling systems (SCS) are considered to be the most promising choice from the available range of cooling systems, especially for the seasonal operation with regard to capital expenditures and operating costs. Pneumatic nozzles have certain advantages for them. An important condition for the realization of the SCS for many gas turbine drives including those of D-336 and AI-336 sets is the absence of any structural changes in their flow part. Therefore, this scientific paper studies the preliminary cycle air cooling system. At the same time "the wet compression" in the compressor is also possible for the drops sprayed prior to entering the gas turbine drive, when the conditions for their full evaporation have not been provided yet. The margins for the appropriate use of such modes of the evaporation cooling and their effect on the efficiency indices of the GTD cannot be defined carrying out no integrated rig tests. The values achieved for the gain in power and effective efficiency of the GTD, the influence of shield grids of complex air scrubber (CAS) on these indices and the contribution of air moistening to a reduction in the emission of nitrogen oxides were defined experimentally. The advantages and the areas for the use of SCS with the full evaporation of drops prior to entering the compressor have been substantiated.

Key words: gas turbine drive, spraying-type cooling system, tests, power efficiency and the emission.

Введение

Конструктивное совершенство, высокая удельная мощность и маневренность, малый срок ввода в эксплуатацию и ряд других положительных качеств предопределили широкое использование ГТП и быстрый рост газотурбостроения в настоящее время. Расширяется применение ГТП в когенерационных и тригенерационных схемах, рассматриваются сложные и бинарные циклы. Но независимо от схемы все ГТП имеют общий недостаток – снижение энергетических показателей с ростом температура входного воздуха. В зависимости от типа ГТП падение мощности составляет 0,5...1,2 % номинальной, а эффективного КПД до 0,5 % (относительных) на каждый градус повышения температуры [1, 2]. Причем, большие значения отвечают ГТП, конвертированным из авиационных ГТД, например ГТП Д-336-2 [2].

Охлаждение циклового воздуха в значительной мере устраняет указанные негативные последствия [1–3 и др.]. Среди систем охлаждения, особенно при сезонном использовании, значительные преимущества по капитальным и эксплуатационным затратам имеют распылительные систе-

мы охлаждения (PCO) [1, 2]. Для их реализации необходима деминерализованная до 5...10 ppm вода, распыленная на капли, диаметр которых на входе в компрессор не должен превышать 25 мкм [4].

В случае PCO предварительного охлаждения с испарением всех капель до входа в компрессор ГТП потенциал охлаждения ограничен достижением температуры адиабатного увлажнения и существенно зависит от влажности исходного воздуха [1]. Кроме того, необходимо определенное время на испарение капель, что требует соответствующего удлинения воздухозаборного тракта [1, 5]. PCO «влажного» сжатия в этом смысле проще и не содержит также ограничений по параметрам исходного воздуха. Высокая температура в компрессоре позволяет испарить в воздух значительно больше жидкости [3, 4].

Однако при «влажном» сжатии в компрессоре возникает угроза эрозии лопаток и образования на них накипи, рассогласования режимов работы ступеней, за счет центробежных сил происходит значительная сепарация капель. Кроме того, с ростом расхода воды часть ее не успевает испаряться в проточной части компрессора и в виде

© И. И. Петухов, Ф. Г. Сорогин, Ю. В. Шахов, А. В. Минячихин, 2017

пленки сползає по його корпусу в камеру сгорання [4, 6]. Там жидкость испаряется, уменьшая КПД. Рациональное значение расхода воды, впрыскиваемой в компрессор, зависит от его конструкции и параметров рабочего процесса, места ввода капель. Так для газотурбинной установки ГТК-10-4 при впрыске воды за третью ступень оптимальной является доля воды 0,4 %, а при распыле перед компрессором 0,25 % от циклового воздуха [6]. В последнем случае прирост мощности составляет 6,2 %, а КПД около 1,6 % (относительных). Максимальное количество воды обычно не превышает 2,5 % от расхода воздуха [4].

Сложность процесса охлаждения при «влажном» сжатии в компрессоре не позволяет сформировать адекватных и универсальных методов его расчета. Поэтому достаточно распространены термодинамические модели, связывающие температуру и давление за компрессором или по его ступеням с долей испарившейся воды при «влажном» сжатии [3, 4]. Для их использования необходимы соответствующие экспериментальные данные и в этом смысле подход принципиально не отличается от политропного анализа [7].

От конструктивных и режимных параметров, в том числе и камеры сгорания, зависит и снижение эмиссии NO_x при впрыске воды или пара в проточную часть ГТТ. Сам эффект отмечается многими исследователями испарительного охлаждения [6]. Однако признанные методы, количественно связывающие снижение эмиссии с долей и способом подачи в цикловой воздух распыленной воды, отсутствуют. Даже при исследовании только камеры сгорания эффект на единицу впрыскиваемой воды зависит от места и способа ввода, конструкции и режима работы камеры [8].

Цель работы

Одним из важных условий реализации РСО для многих ГТТ, в том числе семейства Д-336 и АИ-336, является отсутствие каких-либо конструктивных изменений в их проточной части. Поэтому в данной работе исследуется система предварительного охлаждения циклового воздуха. В то же время «влажное» сжатие в компрессоре возможно и при распыле капель до входа в ГТТ, когда не обеспечены условия для их полного испарения. Границы целесообразного использования таких режимов испарительного охлаждения и их влияние на показатели эффективности ГТТ не могут быть определены без комплексных стендовых испытаний. Важной задачей экспериментов является также оценка качества распыла воды и адекватности методов описания испарения капель, влияния защитных сеток в воздухозаборном тракте на эффективность охлаждения.

Схема и основные элементы стенда

Исследование РСО с пневматическими форсунками выполнено в процессе испытаний серийного ГТТ АИ-336-1-8 при наличии и отсутствии в комплексном воздухоочистительном устройстве (КБОУ) защитных сеток. Выбор в пользу пневматических форсунок связан с меньшим их количеством по сравнению с жидкостными, возможностью монтажа без загромождением воздухозаборного тракта, упрощением системы регулирования расхода впрыскиваемой воды, большей пригодностью при реконструкции КБОУ.

При сезонном охлаждении воздуха РСО с пневматическими форсунками предпочтительнее и с точки зрения капитальных затрат на единицу восстановленной мощности, а при рациональном отборе воздуха от компрессора низкого давления (КНД) удельный расход топливного газа практически совпадает с таковым для РСО с жидкостными форсунками [5]. Анализ технико-экономических показателей [5] учитывал полученные авторами экспериментальные данные о незначительном влиянии распыла на гидрпотери в КБОУ и возможность использования для форсунок неохлажденного после отбора воздуха.

Схема установки для экспериментального исследования РСО в составе испытательного стенда СИГ-2 представлена на рис. 1. Базовые элементы не отличаются от использовавшихся ранее [9]. Установка состоит из блока пневматических форсунок БФ, установленных сразу за участком шумоглушения КБОУ, накопительного бака НБ, водяного насоса Н1, теплообменного аппарата ТА, фильтров грубой ФГО1 и тонкой ФТО1 очистки, трубопроводов, запорно-регулирующей арматуры и контрольно-измерительной аппаратуры.

Дистиллированная вода к форсункам подается насосом Н1 из накопительного бака НБ объемом $0,5 \text{ м}^3$. Расход воды регулируется вентилями ВР1 и ВР2. Воздух на форсунки отбирается от 4-й ступени компрессора высокого давления (КВД) и далее может охлаждаться водопроводной водой в теплообменном аппарате ТА. Расход сжатого воздуха регулируется дистанционно управляемой заслонкой ВР3.

Параметры циклового воздуха перед ГТТ определяются в двух сечениях. На входе в КБОУ измеряется атмосферное давление (датчик РД0), относительная влажность и температура датчиками G0 и ТТ0 метеостанции типа *Atomic* W839110.

Далее входящими в состав системы автоматического управления ГТТ четырьмя штатными термометрами ТТ3 измеряется температура циклового воздуха на входе в ГТТ. Расход циклового воздуха вычисляется на основе типовых характеристик ГТТ АИ-336-1-8 для конкретного режима его работы.

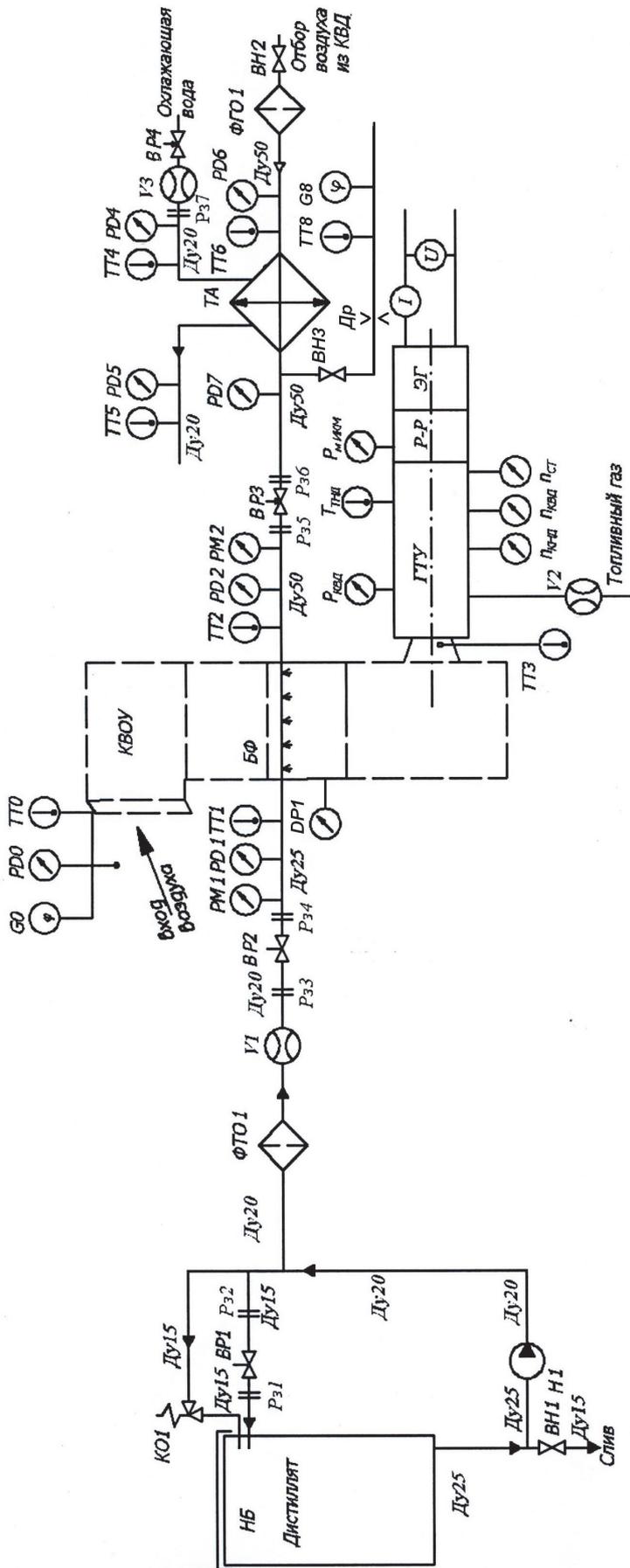


Рис. 1 – Распылительная система охлаждения в составе стенда для испытаний ГТУ. DP – измеритель перепада давления; G – гигрометр; I – амперметр; PD – датчик давления; U – вольтметр; V – расходомер; БФ – блок форсунок; ВН – вентиль запорный; ВР – вентиль регулирующий; ГТУ – газотурбинная установка; Др – дроссельная иайба; КВОУ – комплексное воздухоочистительное устройство; КО – клапан обратный; НБ – накопительный бак; Рз – разъем; Р_{квд} – датчик давления за компрессором высокого давления (КВД); РМ – манометр; Р_{млзм} – манометр измерителя крутящего момента; Р-Р – редуктор; ЭГ – электрогенератор; ТА – теплообменный аппарат; ТТ – термометр; Т_{плд} – датчик температуры за турбиной низкого давления (ТНД); ФГО – фильтр грубой очистки; ФГО – фильтр тонкой очистки

Для измерения и регистрации параметров использовались как штатные элементы испытательного стенда, так и специальная информационно-измерительная система на основе оборудования фирмы ОВЕН. Она позволяет как визуализировать показания датчиков, так и записывать их на электронный носитель.

Основной результат испытаний РСО [9] состоит в том, что температура циклового воздуха перед входом в ГТП при распыле воды снижалась до температуры адиабатного увлажнения. Однако эффективность охлаждения собственно в РСО оценить затруднительно из-за наличия защитных сеток в нижней части КВОУ и непосредственно перед входом в ГТП. Осаждающаяся на них влага также участвует в процессе охлаждения циклового воздуха аналогично работе испарительных панелей.

Наличие сеток не позволило реализовать работу ГТП на режимах с «влажным» сжатием в компрессоре. Капли оседали на каркасе сетки и дополнительный расход воды на вход в ГТП не попадал. Избыточная вода далее стекала вниз в виде крупных капель или пленок и накапливалась на полу КВОУ [9].

Осаждение некоторой части капель на элементы конструкции КВОУ происходит всегда. Но при расходе капель превышающем расход $G_{ж\text{ ад}}$, отвечающий насыщению охлажденного воздуха парами воды, осаждающиеся капли не испаряются. Кроме того, при «влажном» сжатии в компрессоре часть капельной влаги отбрасывается на периферию и практически не участвует в испарительном охлаждении воздуха. В результате количество воды, попадающей в ГТП, может отличаться от подаваемого на форсунки.

Для нахождения расхода воды, испаряющейся в цикловой воздух, в экспериментах определяется его влагосодержание за четвертой ступенью КВД. С этой целью в части потока, отбираемого на форсунки, измеряются температура T_8 и относительная влажность G_8 воздуха после охлаждения в теплообменнике ТА (см. рис. 1). Указанные параметры измерялись датчиками, входящими в состав метеостанций.

В ходе эксперимента информация с датчиков передавалась на соответствующих радиочастотах на метеостанцию, расположенную на пульте управления РСО. Погрешность измерения относительной влажности 3 %, температуры 0,2 К. Наиболее точные показания давал дистанционный датчик *La Crosse WSTX29DTH IT*, который далее установили в системе отбора сжатого воздуха.

При подготовке эксперимента реализовано также измерение разности атмосферного и статического давления в нижней части КВОУ вблизи створки. В экспериментах без сеток на полу КВОУ со стороны створок в герметичном боксе устанавливалась видеокамера, направленная на воздухо-

заборник ГТП. В верхней части КВОУ располагалась соответствующая подсветка. В ходе эксперимента на выходе выхлопной шахты измерялся концентрации окислов азота и углерода, доли кислорода, водорода и несгоревших углеводородов.

В остальной схема РСО и системы измерения не отличалась от описанной в [9]. В приведенных далее результатах обозначения параметров и нижние индексы соответствуют схеме на рис. 1. Индекс «0» отмечает параметры атмосферного воздуха (перед КВОУ), «3» – параметры перед входом в ГТП, «8» – в блоке измерения влагосодержания циклового воздуха, отбираемого на форсунки. Буквенные индексы отвечают параметрам ГТП, измеряемым штатной стендовой системой.

Методика и результаты экспериментального исследования

Методика исследования ГТП с РСО не отличалась от изложенной в работе [1]. Из числа измеряемых параметров эффект охлаждения воздуха в РСО наиболее наглядно сказывается на входной температуре t_3 , мощности ГТП N и температуре $t_{\text{ТНД}}$ после турбины низкого давления, которая идентифицирует температуру в камере сгорания. Температура $t_{\text{ТНД}}$ и мощность ГТП взаимосвязаны так, что при фиксированном значении одного из параметров при охлаждении циклового воздуха меняется другой. Поэтому были выполнены две серии экспериментов: при постоянной мощности ГТП (рис. 2) и при неизменной температуре $t_{\text{ТНД}}$ (рис. 3).

В обоих случаях температура t_3 на входе ГТП при увеличении расхода распыливаемой воды уменьшается только при условии испарения капель в примыкающий воздух. Когда влажный воздух полностью насыщается парами воды дальнейшего снижения температуры t_3 не происходит. Она соответствует температуре адиабатного увлажнения (мокрого термометра), которая далее обозначена как $t_{0\text{ ад}}$. Расход впрыскиваемой воды, обеспечивающий достижение этого состояния, обозначен как $G_{ж\text{ ад}}$.

При фиксированной мощности ГТП увеличение расхода воды через форсунки приводит к снижению температуры циклового воздуха по тракту ГТП, что видно, в частности, по температуре $t_{\text{ТНД}}$ (рис. 2б). На режимах с относительным расходом воды ниже $G_{ж\text{ ад}}/G_{\text{В}}$, когда возможно полное испарение капель до входа в ГТП, существенно снижается и температура t_3 циклового воздуха на входе в ГТП. При этом реализуется полное испарение капель до входа в ГТП, что наблюдалось визуально и зафиксировано на видеофильме, где капли на входе в ГТП отсутствуют. Об этом свидетельствует также согласование расхода впрыскиваемой воды с расходом $G_{ж\text{ ад}}$ при температуре

воздуха t_3 , близкой температуре адиабатного увлажнения $t_{0ад}$ (рис. 2а).

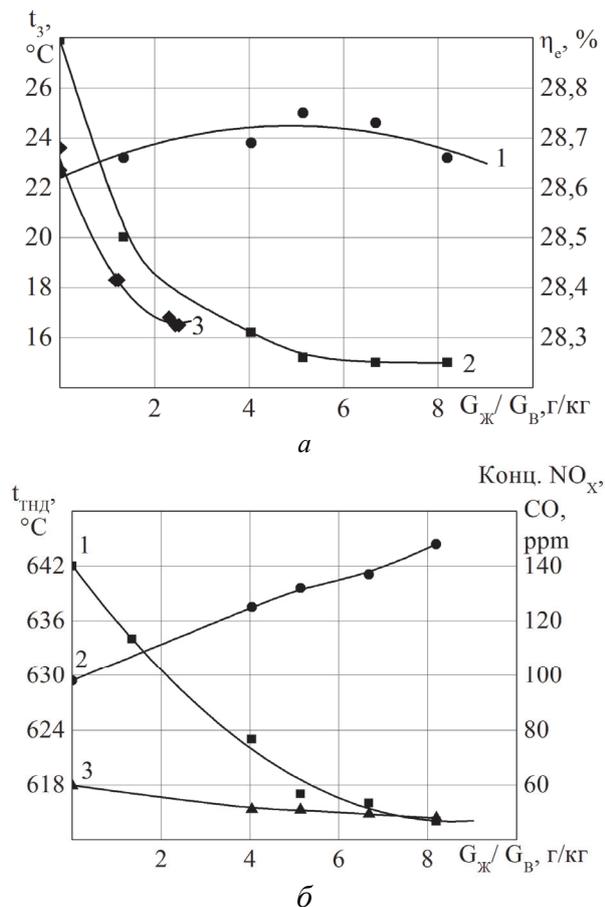


Рис. 2 – Влияние расхода воды на параметры рабочего процесса ГТП: $N_{ГТП}=5,7$ МВт; $t_{0ад}=15,3$ °C; а – 1 – КПД; 2, ■ – t_3 , $G_{ж ад}/G_B = 4,5$ г/кг; 3, ◆ – t_3 , $G_{ж ад}/G_B = 3,2$ г/кг, сетка в КВОУ; б – 1, ■ – $t_{ТНД}$; 2, ● – конц. СО; 3, ▲ – конц. NO_x .

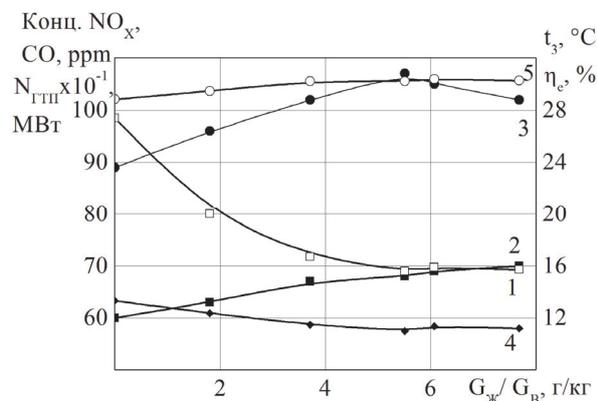


Рис. 3 – Влияние расхода воды на параметры рабочего процесса ГТП: $t_{ТНД} = 650$ °C; $t_{0ад} = 15,5$ °C; $G_{ж ад}/G_B = 4,6$ г/кг; 1, □ – t_3 ; 2, ■ – $N_{ГТП}$; 3, ● – конц. СО; 4, ◆ – конц. NO_x ; 5, ○ – КПД

При дальнейшем увеличении расхода воды реализуются режимы «влажного» сжатия в компрессоре. Температура t_3 потока на входе ГТП практически не меняется и отвечает температуре адиабатного увлажнения (рис. 2а). В КВОУ без сетки снижение температуры воздуха до входа в ГТП достигает 13 К, а коэффициент эффективности испарительного охлаждения [1]

$$\varepsilon = \frac{T_0 - T_3}{T_0 - T_{ад}}, \quad (1)$$

составляет 0,9...0,99. Здесь T_0 , T_3 – температуры окружающего и охлажденного воздуха; $T_{ад}$ – температура адиабатного увлажнения.

Многие КВОУ в том или ином виде содержат защитную сетку после системы шумоглушения. В стендовом КВОУ такая сетка установлена примерно в двух метрах после зоны распыла. Доля площади, перекрываемая нержавеющей проволокой сетки, составляет около 25 %. В экспериментах при наличии сетки значение температуры адиабатного увлажнения на входе в ГТП достигнуто не было, причем минимальный «недобор» по охлаждению составил около 1,5 К при уровне охлаждения воздуха 6...7 К (кривая 3 на рис. 2а). Основной причиной является осаждение капель на элементы сетки. В эксперименте визуально зафиксировано достаточно интенсивное падение крупных капель с ее поверхности. Кроме того, коэффициент эффективности (1) для экспериментов с сеткой составил 0,71...0,76. Это отвечает доле площади проходного сечения сетки.

Режимы «влажного» сжатия исследованы при демонтированной сетке. При переходе к ним температура t_3 потока на входе ГТП отвечает температуре адиабатного увлажнения и с ростом расхода воды практически не меняется (рис. 2а). На видео зафиксировано появление «тумана» мелких капель на входе в ГТП. Заметно снижается и темп падения температуры за турбиной низкого давления газогенератора $t_{ТНД}$. В области «влажного» сжатия в компрессоре она падает всего на 5...6 К при общем снижении за счет РСО около 28 К (рис. 2б).

В экспериментах с фиксированной температурой $t_{ТНД}$ за счет РСО увеличивалась мощность ГТП при соответствующем росте расхода топливного газа. Характер изменения температуры воздуха t_3 не отличается от рассмотренного выше (см. рис. 2а и 3). При распыле 0,26 кг/с воды ($G_{ж}/G_B = 7,7$ г/кг) мощность удалось повысить на 1 МВт (рис. 3). При этом прирост мощности на режиме полного адиабатного увлажнения ($G_{ж} = 0,15$ кг/с), когда все капли еще испаряются до входа в ГТП, составил 750 кВт. Добавка примерно такого же количества воды при «влажном» сжатии дает прирост около 250 кВт. Похожий результат по вкладу «влажного» сжатия получился и

обходимо отвести 18 кДж/кг теплоты, а не 12 кДж/кг, как при охлаждении воздуха перед компрессором. Это соответствует увеличению в 1,5 раза расхода распыливаемой воды.

Основные результаты

Исследование РСО предварительного охлаждения с пневматическими форсунками для ГТП АИ-336-1-8, выполненное в процессе его стендовых испытаний при наличии и отсутствии в КВОУ защитных сеток, подтвердило возможность использования РСО в обоих случаях. Температура t_3 на входе ГТП при увеличении расхода распыливаемой воды уменьшается до момента полного насыщения влажного воздуха ее парами. Полное испарение жидкости здесь подтверждается измерениями температуры охлажденного воздуха на входе в ГТП и видеосъемкой. До наступления этого момента коэффициент эффективности испарительного охлаждения (1) в отсутствие защитной сетки составлял 0,9...0,99. В экспериментах с сеткой его значение составило 0,71...0,76. Это отвечает доле площади проходного сечения сетки. При наличии сеток следует использовать только режимы с возможным полным испарением распыленных капель до входа в ГТП. На таких режимах экспериментальные значения температуры циклового воздуха, мощности и эффективного КПД удовлетворительно согласуются с рассчитанными на основе климатических характеристик базового ГТП.

При фиксированной температуре перед силовой турбиной впрыск воды в количестве 0,8 % от расхода циклового воздуха увеличивает выходную мощность ГТП на 17 %, а эффективный КПД до 5,4 % (относительных). При этом в области полного испарения капель, где относительный расход воды до 0,46 %, прирост составляет, соответственно 12,5 % и 4,8 %. В области «влажного» сжатия КПД растет при подаче дополнительно до 0,2 % расхода воды.

На режиме постоянной выходной мощности ГТП увеличение расхода воды через форсунки приводит к снижению температуры циклового воздуха по тракту ГТП, в том числе температуры $t_{\text{ТНД}}$ перед силовой турбиной, измеряемой на стенде. При общем ее снижении за счет РСО около 28 К вклад «влажного» сжатия в компрессоре составляет 5...6 К, т.е. до 22 %. Эффективный КПД ГТП меняется незначительно (до 0,4 % относительных), имея оптимум в зоне перехода к режиму «влажного» сжатия в компрессоре.

Испарительное охлаждение до входа в компрессор и в процессе «влажного» сжатия по вкладу в снижение температуры за компрессором, повышение мощности и КПД ГТП не эквивалентны. Наряду с термодинамическими эффектами такой результат объясняется сепарацией части капель в

компрессоре и образовании на его корпусе жидкой пленки, вклад которой в испарительное охлаждение воздуха незначительный. Основное ее испарение происходит в камере сгорания. Такой вывод подтверждает характер изменения КПД ГТП при впрыске воды. Его рост возможен только за счет уменьшения работы сжатия в компрессоре, т.е. при снижении температуры воздуха до или в пределах компрессора при испарении влаги.

Характерная скорость сепарации капель в компрессоре зависит от их диаметра на его входе, который для РСО входного воздуха определяется долей неиспарившейся до входа воды. В этом случае указанная скорость пропорциональна $\left(\frac{G_{\text{ж0}}/G_{\text{ж ад}} - 1}{G_{\text{ж0}}/G_{\text{ж ад}}} \right)^{2/3}$. На основе экспериментальных

данных по КПД ГТП при «влажном» сжатии в компрессоре (рис. 2а и рис. 3) для таких РСО отношение начального расхода воды $G_{\text{ж0}}$ к испаряемому расходу $G_{\text{ж ад}}$ не должно превышать 1,5.

В пользу сепарации капель в компрессоре, а не в КВОУ как причины недобора влагосодержания d_8 за компрессором свидетельствует и характер изменения концентраций СО и NO_x при «влажном» сжатии. Испарение накопившейся пленки в зоне камеры сгорания соответственно снижает температуру.

Рассмотренная термодинамическая модель охлаждения в компрессоре обосновывает отмеченные преимущества охлаждения воздуха до входа в ГТП. При фиксированной теплоте процесса, соответствующей адиабатному испарению в воздух 0,5 % воды, удельная работа двухкаскадного компрессора со степенью повышения давления 16 снижается на 5 % при охлаждении воздуха до входа и только на 1,8 % при межкаскадном охлаждении. Политропный процесс «однородного» испарительного охлаждения при «влажном» сжатии дает результат, близкий к межкаскадному охлаждению. Для получения одинаковой температуры за компрессором при межкаскадном охлаждении необходим в 1,5 раза больший расход распыливаемой воды.

Выводы

Снижение удельной работы сжатия в компрессоре ведет к увеличению КПД ГТП, снижение температуры после компрессора позволяет ввести больше топлива и повысить мощность привода. Сочетание этих факторов повышает оба эти показателя. Поэтому при условии полного испарения капель их предпочтительно вводить перед компрессором, а при «влажном» сжатии поближе к его входу.

Ввод воды в цикловой воздух уменьшает концентрацию оксидов азота. При этом более значим вклад снижения температуры в камере сгора-

ния, а не ввод туда паров воды. На режиме постоянной мощности при вводе 0,8 % воды концентрация оксидов азота снизилась на 18 %, в том числе в области полного испарения капель на 12 %. На режимах с постоянной температурой снижение не превышает 8 %. В пользу вывода об определяющем влиянии температуры в камере сгорания свидетельствует и рост концентрации СО при уменьшении доли NO_x. На режиме постоянной мощности он составил 44 %, в том числе в области полного испарения капель 26 %.

Важными для промышленного использования РСО являются экспериментально полученные результаты о незначительном (менее 30 Па) дополнительном гидравлическом сопротивлении при ее работе, о возможности использования в пневматических форсунках неохлажденного воздуха от компрессора и снижения его давления перед форсунками.

При разработке системы регулирования расхода воды необходимо учитывать температуру и влажность исходного воздуха, определяющие расход воды, который может испариться до входа в компрессор. Учитывая допустимость и некоторые преимущества небольшого превышения такого расхода, можно использовать темп снижения температуры t_3 в качестве индикатора наступления режима «влажного» сжатия в компрессоре при реализации системы управления подачей воды. В этом случае данные о влажности атмосферного воздуха не обязательны и не нужны соответствующие номограммы, таблицы или алгоритмы расчета количества подаваемой воды.

Список литературы

- 1 **Chaker, M.** Inlet fogging of gas turbine engines: climatic analysis of gas turbine evaporative cooling potential of international locations [Электронный ресурс] / **M. Chaker, C. B. Meher-Homji** // Proc. of ASME TURBO EXPO 2002. June 3–6, 2002. – Amsterdam, The Netherlands. – Paper GT-2002-30559. – Режим доступа: <http://www.meefog.com/wp-content/uploads/wp-gt-30559-international-climatic-analysis-of.pdf>. – 23.06.2016.
- 2 **Петухов, И. И.** Эффективность газотурбинного привода с охлаждением циклового воздуха / **И. И. Петухов, А. В. Минячихин, Р. Л. Зеленский, П. Д. Жеманюк, Ф. Г. Сорогин, А. И. Таран** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Вып. 8. – 2004. – С. 13–15.
- 3 **Aghazeynali, Sepehr Sanaye Hossein Rezazadeh Mehrdad** Effects of Inlet Fogging and Wet Compression on Gas Turbine Performance / **Sepehr Sanaye Hossein Rezazadeh Mehrdad Aghazeynali, Mehrdad Samadi Daryoush Mehranian Mohammad Kazem Ahangaran** // *Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air* May 8–11, 2006, Barcelona, Spain GT2006-90719. – 8 p.
- 4 **Панін, В. В.** Реалізація «вологого стиснення» в газотурбінних двигунах / **В. В. Панін, М. О. Дикий, А. С. Соломаха, В. Г. Петренко** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – № 9 (106). – С. 226–229. – ISSN 1727-7337.
- 5 **Сорогин, Ф. Г.** К вопросу комплексной оценки эффективности ГТП с охлаждением циклового воздуха / **Ф. Г. Сорогин, П. Д. Жеманюк, В. П. Трофимов, Ю. В. Шахов, И. И. Петухов** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2016. – № 4(131). – С. 25–33. – ISSN 1727-7337.
- 6 **Беркович, А. Л.** Впрыск воды в компрессор газотурбинной установки ГТК-10-4 / **А. Л. Беркович, В. Г. Полищук, Е. М. Канащенко** // *Компрессорная техника и пневматика*. – 2007. – № 6. – С. 36–39.
- 7 **Петухов И. И.** Критерии эффективности процесса сжатия реального газа в неохлаждаемом компрессоре / **И. И. Петухов, А. В. Минячихин, В. П. Парафейник** // *Проблемы машиностроения*. – 2009. – Т. 12, №5. – С. 72–81.
- 8 **Мингазов, Б. Г.** Исследование эмиссии токсичных веществ при впрыске воды в камеру сгорания / **Б. Г. Мингазов, Т. Х. Мухаметгалиев** // *Вестник Самарского гос. аэрокосм. ун-та*. – 2011. – № 5(29). – С. 203–207. – ISSN 2542-0453.
- 9 **Сорогин, Ф. Г.** Экспериментальное исследование распылительной системы охлаждения циклового воздуха ГТП / **Ф. Г. Сорогин, П. Д. Жеманюк, В. П. Трофимов, Ю. В. Шахов, И. И. Петухов, А. В. Минячихин** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 8(125). – С. 70–74. – ISSN 1727-7337.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Chaker M. and Meher-Homji C. B.** (2002), "Inlet fogging of gas turbine engines: climatic analysis of gas turbine evaporative cooling potential of international locations", *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. June 3–6, 2002, Amsterdam, The Netherlands, Paper GT-2002-30559, available at: <http://www.meefog.com/wp-content/uploads/wp-gt-30559-international-climatic-analysis-of.pdf> (accessed 23 June 2016).
- 2 **Petukhov, I. I., Minyachikhin, A. V., Zelenskiy, R. L., Zhemanjuk, P. D., Sorogin, F. G. and Taran, A. I.** (2004), "Effektivnost gazoturbinogo privoda s ohlazhdeniem tsiklovogo vozduha [The gas turbine drive efficiency with cyclic air cooling]", *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Technic and Technology]*, No. 8, pp. 13–15.
- 3 **Sepehr Sanaye Hossein Rezazadeh Mehrdad Aghazeynali and Mehrdad Samadi Daryoush Mehranian Mohammad Kazem Ahangaran** (2006), "Effects of Inlet Fogging and Wet Compression on Gas Turbine Performance", *Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air* 8–11 May 2006, Barcelona, Spain GT2006-90719, 8 p.
- 4 **Panin, V. V., Dikiy, M. O., Solomakha, A. S. and Petrenko V. G.** (2013), "Realizatsiya "volohoho stysnennya" v hazoturbinnykh dyvgunakh [Implementation of "wet compression" in gas turbine engines]", *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Technic and Technology]*, No. 9/106, pp. 226–229, ISSN 1727-7337.
- 5 **Sorogin, F. G., Zhemanjuk, P. D., Trofimov V. P., Shakhov, Y. V. and Petukhov I. I.** (2016), "K voprosu kompleksnoy otsenki effektivnosti GTP s ohlazhdeniem tsiklovogo vozduha [The gas-turbine drive with cyclic air cooling efficiency integrated evaluation problem]",

- Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Technic and Technology]*, No.4/131, pp. 25–33, ISSN 1727-7337.
- 6 **Berkovich, A. L., Polishchuk, V. G. and Kanashenko, E. V.** (2007), "Vпрыisk vodyi v kompressor gazoturbinnoy ustanovki GTK-10-4 [The water injection into GTK-10-4 gas turbine unit compressor]", *Kompressornaya tehnika i pnevmatika [Compressor equipment and pneumatics]*, No. 6, pp. 36–39.
- 7 **Petukhov, I. I., Minyachikhin, A. V., and Parafeinik, V. P.** (2009), "Kriterii effektivnosti protsessha szhatiya realnogo gaza v neohlazhdaemom kompressore [Efficiency criteria of the real gas compression process in uncooled compressor]", *Problemyi mashinostroeniya [Mechanical engineering problem]*, Vol. 12, No. 5, pp. 72–81.
- 8 **Mingazov, B. G. and Mukhametgakiev, T. H.** (2011), "Issledovanie emissii toksichnyih veschestv pri vпрыiske vodyi v kameru sgoraniya [Toxic substances emission investigation at the water injection into the combustion chamber]", *Vestnik Samarskogo gos. aerokosm. un-ta [Vestnik of the Samara State Aerospace University]*, No. 5/29, pp. 203–207, ISSN 2542-0453.
- 9 **Sorogin, F. G., Zhemanyuk, P. D., Trofimov V. P., Shakhov, Y. V., Petukhov I. I. and Minyachikhin, A. V.** (2015), "Eksperimentalnoe issledovanie raspylitelnoy sistemyi ohlazhdeniya tsiklovogo vozduha GTP [Experimental investigation of the gas turbine unit cyclic air spray cooling system]", *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Technic and Technology]*, No. 8/125, pp. 70-74, ISSN 1727-7337.

Сведения об авторах (About authors)

Петухов Илья Иванович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»; г. Харьков, Украина; e-mail: ilya2950@gmail.com, ORCID 0000-0002-0645-7912.

Petukhov Ilya Ivanovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of aerospace thermal engineering, National Aerospace University named after N. Y. Zhukovsky "Kharkov Aviation Institute"; Kharkiv, Ukraine.

Сорогин Федор Геннадиевич – зам. главного конструктора Управления главного конструктора, АО «МоторСич», Запорожье, Украина; e-mail: sku@motorsich.com.

Sorogin Fedor Gennadiyevich – design manager Deputy UGK of MOTOR SICH JSC, Zaporozhye, Ukraine.

Шахов Юрий Васильевич – ассистент кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»; г. Харьков, Украина; e-mail: k205@mail.ru, ORCID 0000-0003-1228-981X.

Shakhov Yuriy Vasileyvich – assistant of Department of aerospace thermal engineering, National Aerospace University named after N. Y. Zhukovsky "Kharkov Aviation Institute"; Kharkiv, Ukraine.

Минячихин Артем Владимирович – младший научный сотрудник кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»; г. Харьков, Украина; e-mail: artemteh@gmail.com.

Minyachikhin Artjem Vlaimirovich – junior researcher of Department of aerospace thermal engineering, National Aerospace University named after N. Y. Zhukovsky "Kharkov Aviation Institute"; Kharkiv, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Петухов, И. И. Энергетическая эффективность ГТП семейства АИ-336 с распылительной системой охлаждения циклового воздуха / **И. И. Петухов, Ф. Г. Сорогин, Ю. В. Шахов, А. В. Минячихин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 55–63. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.09.

Please cite this article as:

Petukhov, I. I., Sorogin, F. G., Shakhov, Y. V. and Minyachikhin, A. V. (2017), "Power Efficiency of the Gas Turbine Drive of an AI-336 set with the Spraying-Type Cycle Air Cooling System", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 55–63, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.09.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Петухов, І. І. Енергетична ефективність ГТП родини АІ-336 з розпилювальною системою охолодження циклового повітря / **І. І. Петухов, Ф. Г. Сорогін, Ю. В. Шахов, А. В. Минячихин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 55–63. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.09.

АНОТАЦІЯ Розпилювальна система охолодження (PCO) циклового повітря найбільш прийнятна для підвищення ефективності ГТП родини Д-336 і АІ-336 при високих температурах навколишнього повітря. певні переваги тут мають PCO вхідного повітря на основі пневматичних форсунок. У роботі представлені результати стендових випробувань ГТП з такою PCO, в тому числі на режимах вологого стиснення в компресорі. Визначено досяжні значення приросту потужності і ефективного ККД ГТП, вплив захисних сіток КВОУ на ці показники, внесок зволоження повітря в зниженні емісії окислів азоту.

Ключові слова: газотурбінний привід, розпилювальна система охолодження, випробування, енергетична ефективність, емісія.

Поступила (received) 08.02.2017

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2017. 11.10

Ю. А. ЮДИН, В. П. СУББОТОВИЧ, А. Ю. ЮДИН, А. Ю. БОЯРШИНОВ**ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ РАДИУСА ГАЛТЕЛИ ПРИКОРНЕВОЙ ЗОНЫ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ**

АННОТАЦИЯ Работа посвящена решению важной научно-технической проблемы – повышению эффективности части низкого давления мощной паровой турбины. Проведены прочностные и аэродинамические расчеты при четырех значениях радиуса галтели прикорневой зоны рабочей лопатки последней ступени ЦНД паровой турбины и определены рациональные значения радиуса галтели. Предлагается уменьшить радиус галтели до 25–30 мм, что позволит улучшить аэродинамические характеристики при сохранении прочностных показателей.

Ключевые слова: рабочая лопатка, прикорневая зона, галтель, прочность, газодинамика.

Yu. A. YUDIN, V. P. SUBOTOVICH, A. Yu. YUDIN, A. Yu. BOLARSHYNOV**CHOOSING THE RATIONAL RADIUS VALUE FOR THE FILLET IN THE ROTOR BLADE ROOT ZONE**

ABSTRACT The root zone of rotor blades is the less studied element of the flow section of steam turbine. This problem is especially vital for the long blades in the low pressure section. The design of this zone is related to two aspects embracing aerodynamic and strength properties. The investigations were carried out using the models that were constructed based on the real rotor blade of the last stage of a turbine operated by the PJSC "Turboatom" with the working section length of 1030 mm. These investigations enabled the establishment of the rational shape for the blade zone in question for the first time. To reduce the stress concentration the passage from the blade surface to the shank seat was made using the fillets. When the data on the stressed state character of a transient zone are unavailable the fillet radius is selected based on the conceptions of appropriateness of the selection of the feasibly highest value of it. The available radius of 45 mm was selected arbitrary enough for the given fillet. The investigations carried out showed the possibility of an increase in the aerodynamic efficiency with the retention of strength indices. Consideration was given to the problems of formation of active and root zones of the blade and the influence of different geometric factors was analyzed. It has been established that it is quite possible to reduce the root fillet radius from 45 to 25 or 30 mm.

Key words: rotor blade, root zone, fillet, strength and the gas dynamics.

Введение

К наименее исследованным элементам прочной части паровой турбины относится прикорневая зона рабочих лопаток. В этой зоне имеется проблема сопряжения корневых сечений лопатки с поверхностью полки хвостовика. Особенно это актуально для длинных лопаток части низкого давления. Проектирование этой зоны связано с двумя категориями – аэродинамическими и прочностными. Для снижения концентрации напряжений в корневой зоне сопряжение профильной части лопатки с поверхностью полки хвостовика обычно выполняют с помощью галтели определенного радиуса, чтобы обеспечить большой запас прочности. При отсутствии данных о характере напряженного состояния переходной зоны радиус галтели выбирается исходя из представлений о целесообразности выбора возможно большей его величины [1–3]. С одной стороны, чем больше радиус галтели, тем меньше неравномерность распределения напряжений в прикорневой зоне лопатки из-за снижения концентрации напряжений [4–6]. С другой стороны увеличение радиуса галтели приводит к загромождению каналов рабочей решетки и создает ухудшенные условия течения рабочего тела [7–9].

Цель работы

Целью данного исследования является определение рационального значения радиуса галтели прикорневой зоны рабочей лопатки последней ступени на основе анализа результатов расчетных исследований влияния различных радиусов галтели на аэродинамику и распределение напряжений.

Представленные ниже результаты проведенных исследований показывают возможность выбора минимально допустимых радиусов галтелей по наружному и внутреннему контурам прикорневой зоны, исходя из условия сохранения конструкционной прочности лопатки, при улучшении аэродинамических характеристик.

Прочностные характеристики прикорневой зоны

Исследования выполнены при помощи программного комплекса ANSYS на моделях, которые построены на основе реальной рабочей лопатки последней ступени турбин ПАО «Турбоатом» с длиной рабочей части 1030 мм.

На рис. 1 приведено распределение напряжений при величинах радиусов галтели R равных 45, 30, 25 и 20 мм. При переходе от радиуса

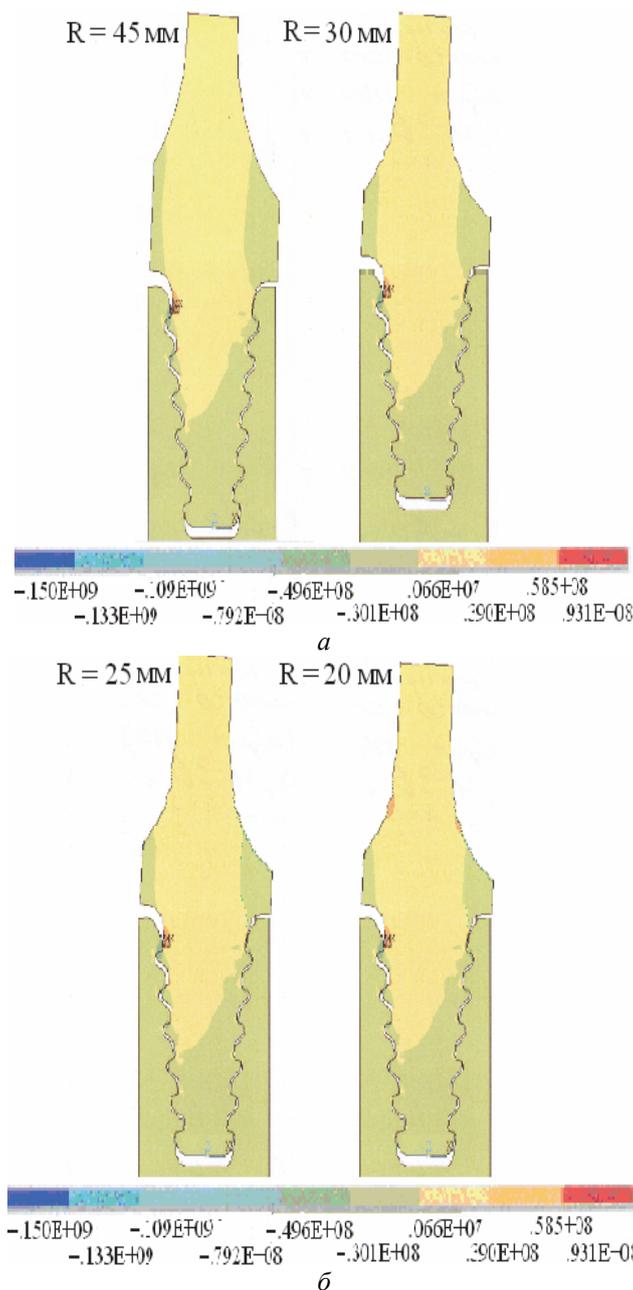


Рис. 1 – Распределение напряжений при радиусах скругления прикорневой галтели: а – 45, 30 мм; б – 25, 20 мм

$R = 45$ мм к радиусу $R = 30$ мм практически не наблюдается изменения средних и максимальных напряжений. Однако проявляется тенденция к снижению напряжений при уменьшении радиуса галтели в пределах нескольких процентов, что можно объяснить, главным образом, снижением массы галтели и, соответственно, нагрузки от центробежных сил при уменьшении радиуса. Таким образом, в исследованных пределах не выявлено отрицательного влияния уменьшения величины галтели на напряженное состояние прикорневой зоны лопатки.

При уменьшении величины радиуса прикорневой галтели до 25 мм и 20 мм (см. табл. 1),

средние напряжения остаются в пределах нормы. Однако при радиусе 20 мм значение максимальных напряжений в точечной зоне на галтели превышает допустимый предел текучести на 20 %, который равен для данного материала рабочей лопатки 680 МПа.

Таблица 1 – Значения напряжений

Радиус, мм	Напряжения, МПа	
	максимальные	средние
45	620	185
30	650	194
25	707	351
20	815	428

Кроме того, при выполнении радиуса прикорневой галтели около 20 мм, могут возникнуть технологические трудности.

Таким образом, по прочностным характеристикам предпочтительным является радиус галтели 25–30 мм.

Газодинамические расчеты прикорневой зоны

Аэродинамические расчеты выполнены с помощью CFD программы и определены зависимости относительного коэффициента профильных потерь ($\zeta_{пр} = \zeta_{прi} / \zeta_{пр\min}$) при различных радиусах галтели (рис. 2). В ранее выполненных исследованиях [8, 9] определено, что при снижении величины галтели от $R = 45$ мм до $R = 30$ мм на расстояниях 20 мм и 30 мм от корня профильные потери в исследованном диапазоне режимов в пределах рассматриваемого участка лопатки снижаются в 2–2,5 раза при режимах близких к расчетному, а на других режимах в 2,5–3,5 раза. Эти аэродинамические исследования дополнены данными о влиянии меньшего радиуса галтели $R = 25$ мм (рис. 2), который приемлем по прочностным характеристикам. Профильные потери по сравнению с вариантом галтели $R = 30$ мм снизились на 15–20 % в исследованном диапазоне чисел Маха 0,4–1,15.

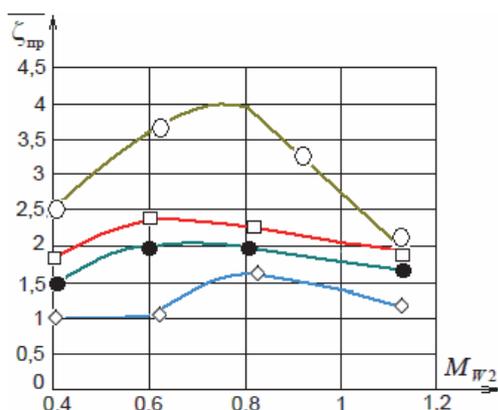


Рис. 2 – Зависимость относительного коэффициента профильных потерь: ◇ – 0 мм; ● – 25 мм; □ – 30 мм; ○ – 45 мм

Таким образом, в исследованном диапазоне радиусов галтелей корневой зоны рабочей лопатки рациональными можно принять значения радиусов 25–30 мм, как по прочностным, так и аэродинамическим показателям.

Выводы

При решении комплексной задачи по улучшению аэродинамического качества прикорневой зоны рабочей лопатки при сохранении необходимых прочностных показателей определены рациональные значения радиусов галтелей по наружно-

му и внутреннему контурам прикорневой зоны, которые находятся в диапазоне 25–30 мм.

Список литературы

- 1 Сухинин, В. П. Исследование напряженно-деформированного состояния двухъярусных рабочих лопаток / В. П. Сухинин, Г. М. Меллерович, Р. М. Герман // Теплоэнергетика. – 1985. – № 1. – С. 53–56.
- 2 Петерсон, Р. Коэффициенты концентрации напряжений / Р. Петерсон. – Москва : Мир, 1977. – 304 с.
- 3 Ellyin, F. Experimental Study of oblique Circular Cylindrical Apertures in Prates / F. Ellyin // Experimental Mechanics. – 1970. – Vol. 10. – 195 p.
- 4 Шубенко, А. Л. Улучшение равномерности распределения напряжений в елочных хвостовых соединениях рабочих лопаток турбин / А. Л. Шубенко, В. П. Сухинин, Т. Н. Фурсова, А. Ю. Бояршинов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 120–127. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.
- 5 Подгорный, А. Н. Решение осесимметричной задачи методом конечных элементов для тел сложных конструктивных форм / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Г. А. Марченко // Проблемы машиностроения. – 1976. – Вып. 3. – С. 9–14.
- 6 Kirchhof, G. Uber das Gleichgewicht und die Bewegung eines unendlich dunnen elastischen Stabes / G. Kirchhof // Journ. Fur Math. – 1959. – No. 56. – P. 28.
- 7 Лейкин, А. С. Об общей неравномерности распределения напряжений в замках лопаток турбомашин в связи с влиянием профиля лопатки / А. С. Лейкин // Изв. АН СССР. ОТН. Механика и Машиностроение, 1960. – № 4. – С. 149–153.
- 8 Субботович, В. П., Исследование прикорневой зоны лопатки турбины / В. П. Субботович, Ю. А. Юдин, А. Ю. Юдин, А. Ю. Бояршинов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 34–37. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.
- 9 Бояршинов, А. Ю. Повышение эффективности прикорневой зоны рабочей лопатки / А. Ю. Бояршинов // Тези доповідей конференції молодих вчених і спеціалістів. 21–24 листопада 2016 р. – Харків : ПІМаш НАН України, 2016. – С. 41.

Bibliography (transliterated)

- 1 Suhinin, V. P., Mellerovich, G. M. and German, R. M. (1985), "Issledovanie napryuzhenno-deformirovannogo sostoyaniya dvuhyarusnih rabochih lopatok [Study of stress-strain state of rotor blades bunk]", *Teploenergetika*, No. 1, pp. 53–56.
- 2 Peterson, R. (1977), *Koeffitsienty koncentracii napryazhenii* [Stress concentration factors], Mir, Moscow, Russia.
- 3 Ellyin, F. (1970), "Experimental Study of oblique Circular Cylindrical Apertures in Prates", *Experimental Mechanics*, No. 10, pp. 195.
- 4 Shubenko, A. L., Sukhinin, V. P., Fursova, T. N. and Boyarchinov, A. U. (2013), "Improve the uniformity of the stress distribution in tail connections of shoulder-blades of turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series:*

- Power and heat engineering processes and equipment*, No. 12(986), pp. 120–127, ISSN 2078-774X.
- 5 **Podgornii, A. N., Gontarovskii, P. P. and Marchenko, G. A.** (1976), "Reshenie osesimmetrichnoi zadachi metodom konechnih elementov dlya tel slojnih konstruktivnih form [Solution axisymmetric problem by finite element method for bodies of complex structural shapes]", *Problemi mashinostroeniya*, No. 3, pp. 9–14.
 - 6 **Kirchhof, G.** (1959), "Uber das Gleichgewicht und die Bewegung eines unendlich dunnen elastischen Stabes", *Journ. Fur Math.*, No. 56, P. 28.
 - 7 **Leikin, A. C.** (1960), "Ob obschei neravnomernosti raspredeleniya napryazhenii v zamkah lopatok turbomashin v svyazi s vliyaniem profilya lopatki [On the general unevenness of distribution of stresses in the castles of turbomachinery blades due to the influence of the blade profile]", *Izv. AN SSSR. OTN. Mehanika i Mashinostroenie*, No. 4, pp. 149–153.
 - 8 **Subbotovich, V.P., Yudin, Yu.A., Yudin A.Yu., Boyarshinov, A.Yu.** (2013), Investigation of hub zone turbine rotor blade, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 13(987), pp. 34–37, ISSN 2078-774X.
 - 9 **Boyarshinov, A. Yu.** (2016), "Povishenie effektivnosti prikornevoi zoni rabochei lopatki [Effectiveness increase of rotor blade root area]", *Tezi dopovidei konferencii molodih vchenih i specialistiv [Conference thesis report of young scientists and specialists]*, 21–24 November 2016, pp. 41, IPMash NANU, Kharkov, Ukraine.

Сведения об авторах (About authors)

Юдин Юрий Алексеевич – кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0002-9770-2273.

Yudin Yuriy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Субботович Валерий Петрович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0002-7051-4758.

Subotovich Valery – Doctor of Technical Sciences, Senior Research Fellow, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Юдин Александр Юрьевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0001-5098-7796.

Yudin Alexander – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, Senior Researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Бояршинов Алексей Юрьевич – кандидат технических наук, младший научный сотрудник, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина.

Boiarshynov Alexey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Junior Researcher of Department Processes and Optimization of Turbomachinery Designs, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Юдин, Ю. А. Выбор рационального значения радиуса галтели прикорневой зоны рабочей лопатки / **Ю. А. Юдин, В. П. Субботович, А. Ю. Юдин, А. Ю. Бояршинов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 64–67. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.10.

Please cite this article as:

Yudin, Yu. A., Subotovich, V. P., Yudin, A. Yu. and Boiarshynov, A. Yu. (2017), "Choosing the Rational Radius Value for the Fillet in the Rotor Blade Root Zone", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 64–67, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.10.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Юдін, Ю. О. Вибір раціонального значення радіусів галтелі прикореневої зони робочої лопатки / **Ю. О. Юдін, В. П. Субботович, О. Ю. Юдін, О. Ю. Бояршинов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 64–67. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.10.

АНОТАЦІЯ Робота присвячена вирішенню важливої науково-технічної проблеми – підвищення ефективності частини низького тиску потужної парової турбіни. Проведені міцнісні та аеродинамічні при чотирьох значеннях радіуса галтелі прикореневої зони робочої лопатки останнього ступеня ЦНТ парової турбіни і визначені раціональні значення радіуса галтелі. Пропонується зменшити радіус галтелі до 25–30 мм, що дозволить поліпшити аеродинамічні характеристики при збереженні міцнісних показників.

Ключові слова: робоча лопатка, прикоренева зона, галтель, міцність, газодинаміка.

Поступила (received) 08.02.2017

УДК 691:539.217.2

doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.11

А. Н. ПИСАРЕНКО, Л. Н. ВИЛИНСКАЯ, Г. М. БУРЛАК

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВЛАЖНОСТИ НА РАСПРОСТРАНЕНИЕ ТЕПЛА В СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛАХ

АННОТАЦИЯ Методом конечных разностей проведен численный расчет влияния влажности на перенос тепла в некоторых строительных материалах. Получено аналитическое выражение характерного времени прогрева до некоторой температуры образца заданной толщины, изготовленного из материала с определенными коэффициентами теплопроводности и теплоусвоения. Установлено влияние влажности на изменение с течением времени температуры прогрева внутри образца. Параметрическая серия зависимости относительного изменения температуры при различных значениях влажности в области, близкой к середине образца, может быть описана единым модифицированным полиномом.

Ключевые слова: время прогрева, влажность, температура, аппроксимирующий полином, расчетная сетка, теплопроводность.

A. PYSARENKO, L. VILINSKAYA, G. BURLAK

NUMERICAL ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF HUMIDITY ON THE HEAT DISTRIBUTION IN CONSTRUCTIONAL MATERIALS

ABSTRACT The purpose of this research was to perform numerical simulation of nonstationary temperature fields in isotropic constructional materials with the varied moisture content and study the influence of humidity on the local and integral parameters of temperature redistribution in the specimens. The method of finite differences was used for the numerical computation of the influence of humidity on the heat transfer in some constructional materials. The analytical expression of the characteristic time required for the heating-up of the specimen of a specified thickness to a certain temperature has been derived. The specimen was made of the material with specified heat conductivity and heat absorption coefficients. The derived expression enables a considerable simplification of the procedure used for the introduction of dimensionless parameters with the reduction of errors accumulated in the course of computations. It has been established that the influence of humidity on a change in the temperature with elapse of time at different humidity values in the region near the specimen center can be described by a single modified polynomial. Specified numerical methods enable the investigation of the influence of constructional materials on the coordinate and temporal components of 1D nonstationary temperature field at the local level. The developed software package allows for the variation both of the humidity and the specimen geometry and also the main thermophysical parameters of the specimen during the detailed analysis of the local performances of temperature field.

Key words: heating-up time, humidity, temperature, polynomial approximant, computational grid and the heat conductivity.

Введение

Известно, что влияние температурно-влажностных режимов необходимо учитывать при расчете надежности и напряженно-деформированного состояния строительных конструкций, а также при тепловой обработке изделий из бетона [1]. Предложены математические модели, учитывающие влияние влажности при расчете теплопроводности ограждающих конструкций зданий [2, 3]. Однако изучению процессов теплопереноса и влагонакопления в строительных материалах и конструкциях на локальном уровне уделено мало внимания. В связи с этим актуальным является численный расчет уравнения теплопроводности для несимметричного нагрева тел произвольной геометрии с зависящими от температуры теплофизическими свойствами.

Цель работы

Целью работы является численное моделирование нестационарных температурных полей в изотропных строительных материалах с варьируемым влажностью, а также исследование

влияния влажности на локальные и интегральные характеристики перераспределения температуры в образцах.

Изложение основного материала

В качестве модельной рассматривалась граничная задача первого рода для изотропной плоской пластинки толщиной b . Пластинка подвергалась прогреву в течение времени t_0 . Материал пластинки характеризовался объемным весом γ , влажностью ω и коэффициентом температуропроводности a .

Расчеты проводились методом конечных разностей, при этом на исследуемое тело накладывалась прямоугольная расчетная сетка, сторона ячейки которой была параллельна координате X (координата направления, перпендикулярного границам области с граничными температурами: $T = T_j$, $j = 1, 2$).

Разработанный программный комплекс позволял проводить варьирование влажности, геометрии образца и его основных теплофизических параметров.

© А. Н. Писаренко, Л. Н. Вилинская, Г. М. Бурлак, 2017

Для расчетной сетки были введены следующие обозначения: $i = 1, \dots, N_X$ – номер узла сетки по направлению X ; $k = 1, \dots, N_t$ – номер узла сетки, связанный со временем t ; N_X – число узлов сетки по направлению X ; $N_t = t_0/\Delta t$ – число узлов сетки по времени t ; $\Delta X = b/(N_X - 1)$ – шаг сетки по направлению X . Шаг интегрирования Δt определялся из условия устойчивости разностной схемы [4]

$$\sigma = a\Delta t/\Delta X^2 < 0,5 \quad (1)$$

(в данной работе полагалось $\sigma = 0,4$). Начальная температура внутренней области пластинки принималась равной T_0 .

Разностное уравнение для нестационарного уравнения теплопроводности позволяет представить выражение для текущей температуры в узле i сетки в виде [4]

$$T_{i,t+\Delta t} = T_{i,t}(1 - 2\sigma) + \sigma(T_{i-1,t} + T_{i+1,t}), \quad (2)$$

где $T_{i,t}$, $T_{i,t+\Delta t}$ – значения температуры для узла i и в моменты времени t и $t + \Delta t$, соответственно.

В приведенных обозначениях граничную задачу первого рода: $T|_{i=1} = T_1$, $T|_{i=N_X} = T_2$ можно дополнить выражением для затравочной температуры: $T|_{t=0, 1 < i < N_X} = T_0$.

Проведем обезразмеривание задачи. Безразмерные параметры, связанные с образцом:

$$1) \text{ относительный интервал времени} \\ \tau = t/t_{\Pi}, \quad (3)$$

где $t_{\Pi} = t_0$ – характерное время прогрева [5];

$$2) \text{ относительная координата вдоль оси } X \\ \xi = X/b; \quad (4)$$

$$3) \text{ относительная температура} \\ \theta = T_X/T_1, \quad (5)$$

где T_X – температура, соответствующая координате X .

Безразмерные параметры, связанные с расчетной сеткой:

1) относительное изменение координаты x при сдвиге на шаг сетки по X

$$\Delta \xi_i = (X_{i+1} - X_i)/b; \quad (6)$$

2) относительное изменение температуры при сдвиге на шаг сетки по X

$$\Delta \theta_i = \frac{T_{Xi+1} - T_{Xi}}{T_1}; \quad (7)$$

3) локальный относительный градиент температуры по направлению X

$$\nabla \theta_i = \Delta \theta_i / \Delta \xi_i. \quad (8)$$

Оценим характерное время прогрева t_{Π} , входящее в выражение для τ . Интенсивность затухания тепловой волны, возникающей на началь-

ных этапах прогрева, определяется тепловой инерцией строительного материала [6]:

$$D = RS. \quad (9)$$

где R – сопротивление теплопередаче; S – коэффициент теплоусвоения материала.

Имеем для величин R и S :

$$R = dTdt/dS/dQ = b/\lambda, \quad (10)$$

$$S = (2\pi\lambda c\rho/T_m)^{1/2}, \quad (11)$$

где T_m – амплитудное значение температурной волны; dT , dt , dS , dQ – элементарные: температура, время и площадь поверхности, через которую проходит количество теплоты Q при теплопередаче; λ , c , ρ – коэффициент теплопроводности, удельная теплоемкость и плотность материала, соответственно.

В этом случае для характерного времени прогрева можно получить выражение

$$t_{\Pi} = b^2 S^2 T / (2\pi\lambda^2). \quad (12)$$

В полученное выражение подставим характерные числовые значения для параметров пенобетона: объемный вес $\gamma = 646$ кг/м³, пористость $p = 79$ %, влажность $\omega = 0$ %, коэффициент теплоусвоения $S = 4,5$ Вт/(м²·К), коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,14$ Вт/(м·К) [7].

Для рассмотренного случая время прогрева образца толщиной $b = 0,2$ м до температуры $T = T_1 = 100$ °С составляет: $t_{\Pi 1} = 658$ с.

С другой стороны, числовой эксперимент дает для времени прогрева $t_{\Pi 2} = 710$ с, что совпадает с $t_{\Pi 1}$ с точностью ~ 7 %.

Изменение температуры вдоль направления X (см. серию кривых на рис. 1) с достоверностью R^2 , лежащей в интервале (0,9995–0,9999) можно аппроксимировать полиномом 4-й степени. В частности, для $\tau = 1,18$ справедливо:

$$\nabla \theta = a_1 \xi^4 + a_2 \xi^3 + a_3 \xi^2 + a_4 \xi + a_5, \quad (13)$$

где $a_1 = -95,80$, $a_2 = 131,49$, $a_3 = -53,29$, $a_4 = -0,34$.

Выравнивание температуры внутри области образца с ростом τ происходит с практически линейной зависимостью $A = A(\tau)$ при фиксированном значении ξ , где A – коэффициент при старшем члене аппроксимирующего полинома:

$$A = 10^2(-1,11\tau + 2,42). \quad (14)$$

Введем коэффициент затухания градиента относительной температуры по направлению X :

$$\beta = \nabla \theta_0 / \nabla \theta_X, \quad (15)$$

где индексы «0» и «X» соответствуют краю области и текущей безразмерной координате ξ , соответственно. Далее, обозначим как $\xi|_{\beta=e} = \xi_{\beta e}$ относительную координату уменьшения $\nabla \theta$ в e раз.

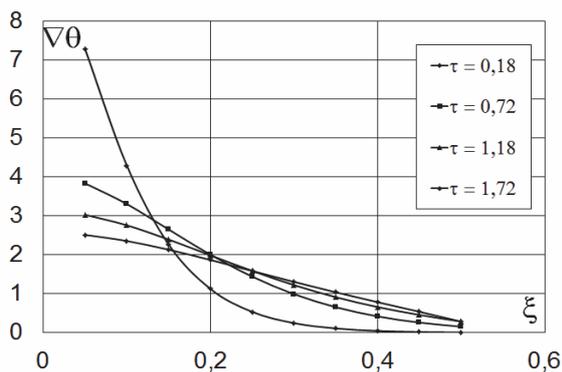


Рис. 1 – Зависимость градиента температуры от относительной координаты при различных значениях времени τ для влажности $\omega = 15\%$

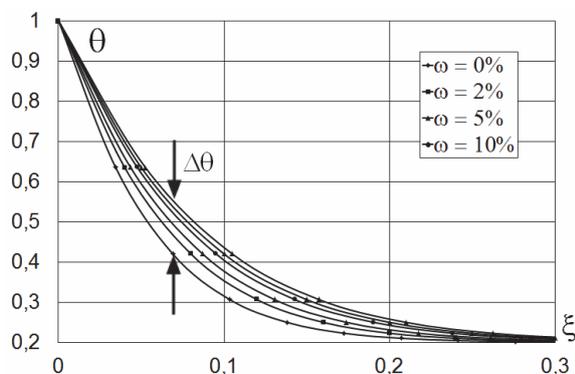


Рис. 2 – Температурные профили образца в момент времени $\tau = 1,21$ при различных значениях влажности

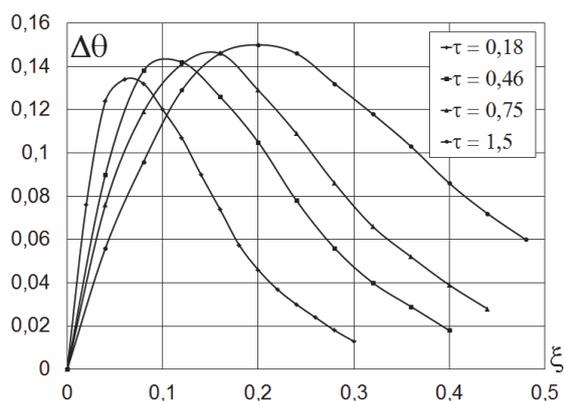


Рис. 3 – Уширение кривых $\Delta\theta = \Delta\theta(\xi)$ с ростом времени τ при $\Delta\omega = 20\%$

Получено, что с увеличением относительного времени прогрева величина $\xi_{\beta e}$ изменяется по закону

$$\xi_{\beta e} = 0,141\tau + 0,126. \quad (16)$$

Обсуждение результатов

Результаты расчетов свидетельствуют о влиянии изменения влажности на нелинейный рост с течением времени температуры прогрева внутри образца. Параметрическая серия зависимости $\theta = \theta(\tau)$ при различных значениях влажности ω в области, близкой к середине образца ($\xi = 0,4$), может быть описана единым модифицированным полиномом третьей степени относительно безразмерного времени прогрева образца

$$\theta = f_1(\omega)\tau^3 + f_2(\omega)\tau^2 + f_3(\omega)\tau + f_4(\omega), \quad (17)$$

где $f_1(\omega) = 10^2 \left[-1,43 + 1,38 \exp\left(-\frac{\omega}{2,75}\right) \right],$

$$f_2(\omega) = [16,95 + 76,64 \exp(-\omega)]^{-1},$$

$$f_3(\omega) = 10^{-4} (-64,20 + 2,06 \omega \ln \omega),$$

$$f_4(\omega) = 0,21 - 8,54 \omega^{0,5} \ln \omega.$$

Нелинейный процесс прогрева образца характеризуется пониженными значениями $\nabla\theta$ вблизи (первая граничная задача) и на удалении (конечное значение скорости распространения температурной волны) от границы.

Между указанными областями существует локальный максимум $\nabla\theta$. Анализ результатов расчетов показал, что этот максимум удаляется от границы со скоростью

$$v_{\max} = 0,095\tau + 0,191. \quad (18)$$

Расчет показал, что изменение влажности ω образца приводит при фиксированном значении ξ к изменению относительной температуры $\Delta\theta$ от нулевого до некоторого максимального значения (см. рис. 2).

Изменение влажности в фиксированном диапазоне $\Delta\omega$ при $\tau = \text{const}$ и $\xi = \text{const}$ приводит к разбросу температур $\Delta\theta$ (см. рис. 2). Приращение $\Delta\theta$ является нелинейной функцией от ξ .

Для серии кривых $\Delta\theta = \Delta\theta(\xi)$ параметрического множества τ (см. рис. 3) введем коэффициент уширения:

$$\varphi(\tau) = L_{1/2} / h, \quad (19)$$

где $h, L_{1/2}$ – высота и полуширина кривой $\Delta\theta = \Delta\theta(\xi)$ для данного значения τ , соответственно. Коэффициент уширения области максимального приращения температуры, обусловленного изменением влажности, увеличивается со временем по линейному закону

$$\varphi = 1,008\tau + 1,012 \quad (20)$$

с коэффициентом достоверности $R^2 = 0,9904$.

Зависимости $\nabla\theta = \nabla\theta(\tau)|_{\xi=\text{const}}$ (см. рис. 4) позволяют рассматривать интервалы $(\tau < 1) \cup (\xi < 0,25)$ как границы области анизотропного прогрева.

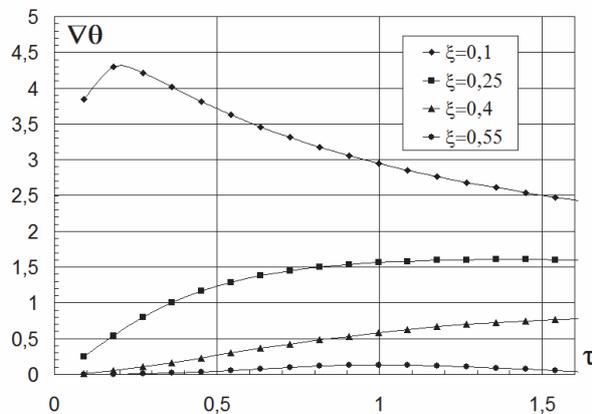


Рис. 4 – Зависимость градиента температуры от времени прогрева для различных сечений образца

Центр области максимального приращения температуры, обусловленного изменением влажности, движется от границы образца со скоростью

$$v_{\omega X \max} = -0,107 \tau + 0,181. \quad (21)$$

Замедление $v_{\omega X \max}$ со временем обусловлено уменьшением величины $\nabla\theta$ при прогреве образца.

Выводы

Приведенные численные методики позволяют на локальном уровне исследовать влияние влажности строительных материалов на координатную и временную составляющие одномерного нестационарного температурного поля.

Полученное аналитическое выражение для характерного времени прогрева упрощает процедуру введения безразмерных параметров и, соответственно, минимизирует накопление ошибок при вычислениях.

Разработанный программный комплекс позволяет проводить варьирование не только влажности, но и геометрии образца и его основных теплотехнических параметров при детальном анализе локальных характеристик температурного поля.

Список литературы

1. Шульгин, Ю. В. Дослідження можливостей енергозбереження у технології виробництва залізобетону / Ю. В. Шульгин, Я. В. Жнітков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Харків: НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 157–161. – ISSN 2078-774X.

2. Богословский, В. Н. Строительная теплофизика / В. Н. Богословский. – Москва : Высш. школа, 1970. – 376 с.
3. Ильинский, В. М. Строительная теплофизика (ограждающие конструкции и микроклимат зданий) / В. М. Ильинский. – Москва : Высш. школа, 1974. – 320 с.
4. Вержицкий, В. М. Основы численных методов / В. М. Вержицкий. – Москва : Высш. школа, 2002. – 840 с.
5. Янковский, А. П. Асимптотический анализ решения нелинейной задачи нестационарной теплопроводности слоистых анизотропных неоднородных оболочек при граничных условиях первого рода на лицевых поверхностях / А. П. Янковский // Вест. Сам. гос. техн. ун-та. Сер. Физ.-мат науки. – 2014. Вып. 1 (34). – С. 168–185. – ISSN 1991-8615.
6. Куприянов В. Н. Физика среды и ограждающих конструкций / В. Н. Куприянов. – Москва : АСВ, 2015. – 312 с. – ISBN 978-5-4323-0048-2.
7. Франчук, А. У. Таблицы теплотехнических показателей строительных материалов / А. У. Франчук. – Москва : НИИ строительной физики, 1969. – 143 с.

Bibliography (transliterated)

1. Shul'gin, Yu. V. (2015), "Doslidzhennya mozhlivostej energozberezhennya u tekhnologii virobництва zalizobetonu [Study of energy saving capabilities in concrete technology]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 16 (1125), pp. 157-161, ISSN 2078-774X.
2. Bogoslovskij, V. N. (1970), *Stroitel'naya teplofizika [Building thermal physics]*, Vysshaya shkola [Higher School], Moscow, Russia.
3. Il'inskiy, V. M. (1974), *Stroitel'naya teplofizika (ograzhdayushchie konstrukcii i mikroklimat zdaniy) [Building thermal physics (protecting designs of buildings and microclimate)]*, Vysshaya shkola [Higher School], Moscow, Russia.
4. Verzhitskiy, V. M. (2002), *Osnovy chislennykh metodov [Fundamentals of numerical methods]*, Vysshaya shkola [Higher School], Moscow, Russia. – ISBN 5-06-004020-8.
5. Yankovskij, A. P. (2014), "Asimptoticheskiy analiz resheniya nelineynoy zadachi nestacionarnoy teploprovodnosti sloistyykh anizotropnykh neodnorodnykh obolochek pri granichnykh usloviyakh pervogo roda na licevykh poverkhnostyakh [The asymptotic analysis of solutions of nonlinear transient heat conduction of layered anisotropic inhomogeneous shells with boundary conditions of the first kind on the front surface]", *Bulletin of Samara State Technical University. Series: Physics and mathematics*, no. 1(34), pp. 168–185, ISSN 1991-8615.
6. Kupriyanov V. N. (2015), *Fizika sredy i ogradhdayushchih konstrukcij [Environment physics and protecting designs]*, Publishing house DIA, Moscow, Russia, ISBN 978-5-4323-0048-2.
7. Franchuk A. U. (1969), *Tablicy teplotekhnicheskikh pokazatelej stroitel'nykh materialov [Tables of thermal parameters of building materials]*, NII stroitel'noj fiziki [Research institute of building physics], Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Писаренко Александр Николаевич – кандидат физико-математических наук, доцент, Одесская государственная академия строительства и архитектуры, заведующий кафедрой физики; г. Одесса, Украина; e-mail: pysarenkoan@gmail.com, ORCID 0000-0001-5938-4107.

Alexander Pysarenko – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Docent, Head of Physics Department of Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, 4 Didrihsona st., Odessa, 65029, Ukraine.

Вилинская Людмила Николаевна – кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры физики, Одесская государственная академия строительства и архитектуры; г. Одесса, Украина; e-mail: vilsem56@gmail.com, ORCID 0000-0003-4597-2527.

Lyudmila Vilinskaya – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Docent, Docent of Physics Department of Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, 4 Didrihsona st., Odessa, 65029, Ukraine.

Бурлак Галина Михайловна – кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры физики, Одесская государственная академия строительства и архитектуры; г. Одесса, Украина; e-mail: demiga@yandex.ru

Galina Burlak – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Docent, Docent of Physics Department of Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, 4 Didrihsona st., Odessa, 65029, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Писаренко А. Н. Численный анализ влияния влажности на распространение тепла в строительных материалах / **А. Н. Писаренко, Л. Н. Вилинская, Г. М. Бурлак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 68–72. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.11.

Please cite this article as:

Pysarenko, A., Vilinskaya, L. and Burlak, G. (2017), "Numerical Analysis of the Influence of Humidity on the Heat Distribution in Constructional Materials", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 68–72, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.11.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Писаренко О. М. Чисельний аналіз впливу вологості на поширення тепла в будівельних матеріалах / **О. М. Писаренко, Л. М. Вилінська, Г. М. Бурлак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 68–72. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.11.

АНОТАЦІЯ Методом кінцевих різниць проведено чисельний розрахунок впливу вологості на перенесення тепла в деяких будівельних матеріалах. Отримано аналітичний вираз характерного часу прогріву до деякої температури зразка заданої товщини, виготовленого з матеріалу з певними коефіцієнтами теплопровідності і теплотасвоєння. Встановлено вплив вологості на зміну з часом температури прогріву всередині зразка. Параметрична серія залежності відносної зміни температури при різних значеннях вологості в області, близької до середини зразка, може бути описана одним модифікованим поліномом.

Ключові слова: час прогріву, вологість, температура, апроксимуючий поліном, розрахункова сітка, теплопровідність.

Поступила (received) 08.02.2017

В. В. БЕЛЯЕВА, Д. Ю. СМАЛИЙ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООВОГО И ХИМИЧЕСКОГО ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ ПРИ АВАРИЯХ

АННОТАЦИЯ Предложены методы расчета вентиляции помещений в случае аварийного выброса химических загрязнений, а также после горения огненного шара. Методы основаны на численном интегрировании трехмерного уравнения энергии и двухмерного уравнения переноса примеси в воздушной среде. Поле скорости воздушного потока рассчитывается путем численного интегрирования трехмерного уравнения потенциального течения и двухмерной модели отрывных течений невязкой жидкости. Приводятся результаты численного эксперимента.

Ключевые слова: аварийная ситуация, производственное помещение, токсичное вещество, огненный шар, уравнение переноса примеси.

V. V. BILIAIEVA, D. YU. SMALII

MATHEMATICAL SIMULATION OF THE PROCESSES OF THERMAL AND CHEMICAL POLLUTION INSIDE INDUSTRIAL PREMISES IN CASE OF EMERGENCY SITUATION

ABSTRACT The purpose of this scientific paper was to create numerical models and develop the methods on their basis for computation of the chemical and thermal pollution of air inside industrial premises when the failure occurs; these also allow us to analyze the chemical and thermal pollution taking into account those weighty factors that affect this process. To simulate thermal pollution of air inside the premises we use the energy equation. To describe the chemical pollution of air we use 2D model that enables the computation of the migration of pollution agent inside the premises. To solve this problem we use the space width-averaged equation of a gradient type. The air flow rate field inside the premises induced by the working ventilation is calculated on assumption that the migration of air inside the premises is potential. The numerical integration of the equation for the velocity potential and Poisson equation is conducted using A.V. Samarskii alternatively triangle method. For numerical integration of the impurity transfer equation, the energy equation and the turbulence transfer equation alternatively-triangle implicit difference diagrams are used. Each difference equation corresponds to the record of balance ratio for the reference volume (the difference cell). The unknown value is calculated at each step using the explicit formula of point-to-point computation. This scientific paper gives constructed computer models and the efficient methods developed on their basis that are used for computation of the thermal and chemical pollution inside industrial premises in case of anthropogenic accidents. Developed computation methods allow the numerical model to take into account any arrangement and any shape of the process equipment and the position of air inlets and outlets.

Key words: emergency situation, industrial premises, toxic substance, and the impurity transfer equation.

Введение

Задачи, связанные с аварийными ситуациями внутри производственных помещений привлекают к себе повышенное внимание, поскольку при таких авариях весьма высока вероятность поражения рабочего персонала как в помещении, где произошла авария, так и в соседних помещениях или на промплощадках. Среди задач данного класса можно выделить задачи, относящиеся к загрязнению воздушной среды в помещениях при аварийных выбросах химических веществ, нередко токсичных. Ко второму классу задач можно отнести задачи, связанные с выбросом или разливом ряда химических веществ (например, углеводородов), при котором образуется облако газа паровоздушной смеси (ГПВС). Если это облако переобогащено топливом, то происходит горение его с образованием огненного шара [1]. В этом случае будет происходить термическое воздействие на обслуживающий персонал, оборудование, элементы конструкции цеха и т.п. Таким образом, второй класс задач можно назвать задачами теплового загрязнения воздушной среды внутри производ-

ственных помещений, вызванного аварийными ситуациями. Анализ литературных источников показал, что выбор параметров вентиляции при аварийном выбросе химических веществ в воздушную среду помещения осуществляется по рекомендациям СНИПа, в основу которых положено, как правило, результаты расчетов на базе одномерных моделей переноса загрязняющих веществ [2]. Изменение теплового состояния воздушной среды в случае вентиляции производственных помещений после горения углеводородов с образованием огненного шара или без него в литературе практически не рассматривалась. Рассматривались лишь вопросы расчета нагрузок в помещении в случае аварийных ситуаций, связанных с горением и образованием ударной волны или термического поражения при излучении [1]. Важным вопросом является исследование влияния воздухообмена на снижение химического и теплового загрязнения в производственном помещении в случае аварийных ситуаций. Это приобретает в настоящее время особую актуальность в связи со значительным износом технологического оборудования на многих производствах.

© В. В. Беляева, Д. Ю. Смалий, 2017

Цель работы

Необходимо отметить, что на производстве для снижения концентрации химических веществ в воздухе применяются сорбенты. Однако, представляет практический интерес изучение эффективности использования сорбирующих материалов в случае аварийных ситуаций. **Целью** настоящей работы является создание численных моделей и разработка на их основе методов расчета химического и теплового загрязнения воздушной среды в производственных помещениях при аварийных ситуациях и позволяющих провести исследование химического и теплового загрязнения с учетом следующих особенностей:

- влияния технологического оборудования, расположенного в помещении на процесс загрязнения;
- влияния интенсивности воздухообмена, положения приточно-вытяжных отверстий на динамику снижения уровня загрязнения в помещении;
- влияние сорбирующих материалов на снижение загазованности помещения при аварийных ситуациях.

Изложение основного материала

Рассмотрим помещение, имеющее размеры R_x, R_y, R_z . На стенах помещения или на полу (потолке) имеются отверстия приточно-вытяжной вентиляции (рис. 1). В помещении может располагаться технологическое оборудование, оказывающее влияние на деформацию поля скорости воздушного потока при работе вентиляции (рис. 1). При исследовании теплового загрязнения воздушной среды в помещении будем считать, что на месте аварии произошло быстрое горение углеводородов (или других веществ), в результате которого в помещении образовалась подзона с высокой температурой T_a – огненный шар. В данной работе принимается, что шар имеет характерный диаметр D в момент времени $t = 0$. Далее рассматривается миграция этой подзоны в помещении при воздействии воздушного потока, индуцированного работой вентиляции.

Для моделирования теплового загрязнения воздушной среды внутри помещения будем использовать уравнение энергии

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial uT}{\partial x} + \frac{\partial vT}{\partial y} + \frac{\partial wT}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(a_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(a_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(a_z \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (1)$$

где T – температура; a – коэффициент теплопроводности; u, v, w – компоненты скорости воздушной среды в помещении.

Постановка краевых условий для данного уравнения рассмотрена в работе [3].

Для расчета поля скорости воздушного потока в помещении, индуцированного работой вентиляции делается допущение, что движение воздушной среды в помещении – потенциальное, тогда компоненты скорости воздушной среды определяются соотношениями

$$u = \frac{\partial P}{\partial x}, \quad v = \frac{\partial P}{\partial y}, \quad w = \frac{\partial P}{\partial z},$$

где P – потенциал.

Уравнение для определения потенциала имеет вид

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 0. \quad (2)$$

Постановка краевых условий для уравнения (1) рассмотрена в работе [3]. Для уравнения (2) ставятся следующие граничные условия:

- на твердых стенках $\frac{\partial P}{\partial n} = 0$,

где n – единичный вектор внешней нормали;

- на входной границе (границы втекания воздушного потока в помещение) $\frac{\partial P}{\partial n} = V_n$,

где V_n – известное значение скорости;

- на выходной границе $P = P(x = const, y) + const$ (условия Дирихле).

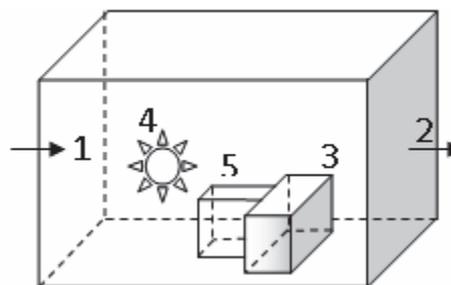


Рис. 1 – Схема расчетной области: 1 – приточное отверстие вентиляции; 2 – вытяжное отверстие вентиляции; 3 – технологическое оборудование; 4 – тепловой шар; 5 – положение рецептора (панель управления на технологическом оборудовании)

Кроме моделирования теплового загрязнения воздушной среды в производственном помещении будем рассматривать химическое загрязнение воздушной среды, вызванное аварийным выбросом на производстве. Для описания химического загрязнения воздушной среды будем использовать двухмерную модель для расчета миграции загрязняющего вещества в производственном помещении. Для решения этой задачи используется уравнение градиентного типа, усредненное по ширине помещения [4].

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \frac{\partial uC}{\partial x} + \frac{\partial vC}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_x \frac{\partial C}{\partial x} \right) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_y \frac{\partial C}{\partial y} \right) + \sum Q_i(t) \delta(r - r_i), \quad (3)$$

где C – концентрация загрязняющего вещества в помещении; μ_x, μ_y – коэффициенты турбулентной диффузии; Q – интенсивность выброса токсичного вещества в помещении при аварии; $\delta(r - r_i)$ – дельта-функция Дирака; $r_i = (x_i, y_i)$ – координаты источника выброса.

Для расчета поля скорости воздушного потока в помещении будем использовать модель отрывных течений невязкой несжимаемой жидкости [5]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial u \omega}{\partial x} + \frac{\partial v \omega}{\partial y} &= 0 \\ \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} &= -\omega \\ u &= \frac{\partial \psi}{\partial y}; v = \frac{\partial \psi}{\partial x}; \omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где ω – завихренность; ψ – функция тока.

При применении данной модели делается допущение, что отрыв потока происходит в угловых точках. Интенсивность вихря в угловой точке рассчитывается по методики, рассмотренной в работе [5].

Постановка краевых условий для уравнений (4) рассматривается в работе [5].

Для численного интегрирования уравнений (1), (3) и уравнения переноса завихренности используются попеременно-треугольные неявные разностные схемы [5]. Каждое разностное уравнение представляет собой запись балансового соотношения для контрольного объема (разностной ячейки). Расчет неизвестного значения определяется на каждом шаге расщепления по явной формуле бегущего счета.

Для численного интегрирования уравнения для потенциала скорости и уравнения Пуассона для функций тока используется идея «установления решения по времени». Так уравнение потенциала приобретает вид

$$\frac{\partial P}{\partial \eta} = \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2},$$

где η – фиктивное время.

Численное интегрирование данного уравнения и уравнения Пуассона проводится с использованием попеременно-треугольного метода А. А. Самарского [6].

Обсуждение результатов

На базе разработанной численной модели создан пакет прикладных программ «ROOM-INVIS-2D» (расчет переноса примеси на базе двухмерной модели отрывных течений невязкой жидкости) и пакет прикладных программ «HEAT-

3D» (расчет теплового загрязнения помещения на базе трехмерной модели (1), (2)). Все пакеты программ реализованы на алгоритмическом языке FORTRAN-IV. Рассмотрим практическое использование каждого пакета на примере решения двух прикладных задач.

Задача 1. В производственном помещении, имеющем размеры 12 м×12 м×6 м, установлено технологическое оборудование (рис. 1). В результате аварии произошел разлив и горение пропана. На месте аварии образовался огненный шар, имеющий размер в диаметре 3 м и температуру 1000 °С. Температура воздуха в помещении до аварии составляло 20 °С. В помещение поступает воздух (расход 2 м³/с) с температурой 10 °С. Ставится задача исследования температурного загрязнения воздушной среды в помещении после аварии.

Результаты решения задачи представлены на рис. 2–4, где показаны изотермы для различных моментов времени и позволяющие выявить динамику процесса миграции огненного шара в помещении после аварии. Хорошо видно как происходит деформация формирующейся зоны теплового загрязнения возле технологического оборудования.

В табл. 1 представлены значения температуры возле панели управления оборудованием (позиция 5 на рис. 1). Видно, что происходит достаточно быстрое нагревание воздуха в этом месте после аварии. Если считать, что болевой порог для человека при термическом воздействии начинается примерно с 40 °С, то очевидно, что рабочий персонал, находящийся в этом месте достаточно быстро получит серьезные ожоги. Безусловно, такое высокое значение температуры может привести к выходу из строя технологического оборудования, на которое происходит «натекание» нагретого воздуха.

Таблица 1 – Расчетные значения температуры воздуха на месте расположения персонала возле оборудования

Время после аварии, сек	Температура, °С
5	283
7	371
9	453
11	520
13	569

Задача 2. Рассматривается помещение, имеющее размеры: длина – 15 м, высота – 15 м, ширина – 10 м. В помещении располагается технологическое оборудование, вызывающего деформации поля скорости воздушного потока при вентиляции помещения (рис. 5).

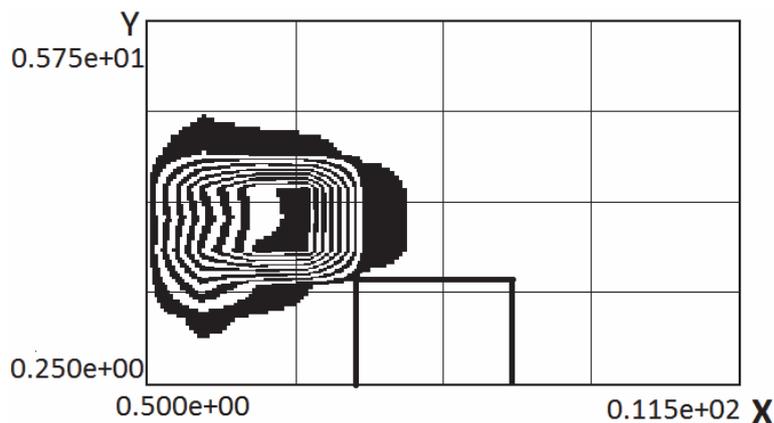


Рис. 2 – Распределение изотерм в помещении через $t = 1$ сек после аварии

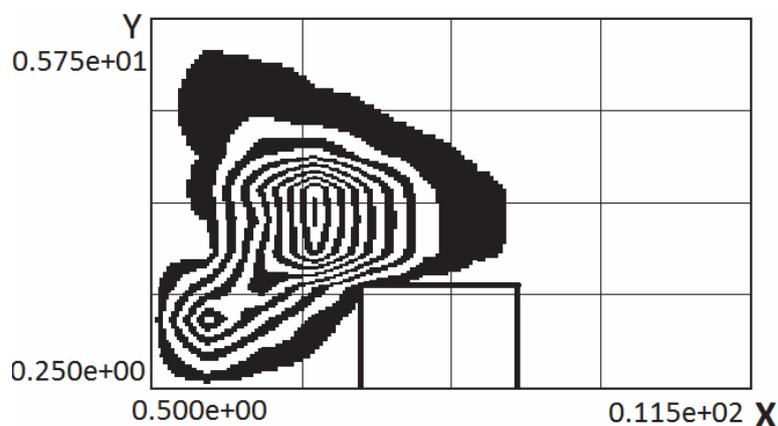


Рис. 3 – Распределение изотерм в помещении через $t = 7$ сек после аварии

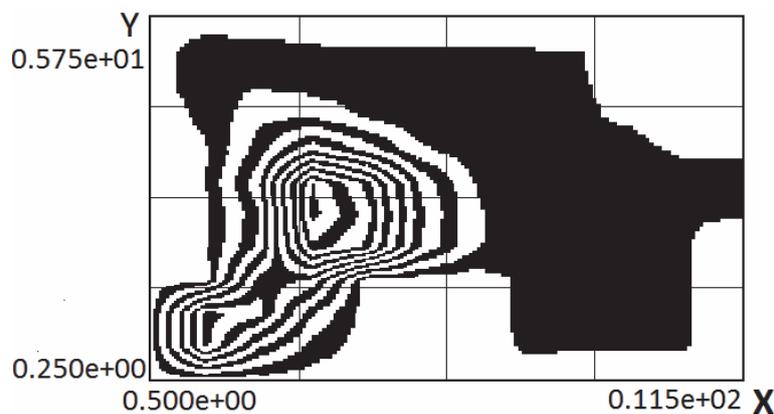


Рис. 4 – Распределение изотерм в помещении через $t = 13$ сек после аварии

Исследуется процесс загрязнения помещения при аварийном выбросе аммиака в двух местах, показанных на рис. 5. Исходные параметры выбраны следующим образом: выброс осуществляется в течение 10 сек, интенсивность выброса каждого источника – 10 г/с, коэффициент диффузии равен $0,7 \text{ м}^2/\text{с}$, подача воздуха в помещение осуществляется через два отверстия (одно в верхней части помещения, а другое – в нижней, расход

через отверстие составляет $40 \text{ м}^3/\text{с}$). На потолке помещения располагается материал, сорбирующий токсичное вещество, длина этого участка составляет 11 м, на поверхности оборудования также расположена сорбирующая поверхность длиной 2,5 м (рис. 5).

Требуется оценить эффективность сорбции токсичного вещества. Расчет выполняется с помо-

щю разработанной выше двухмерной модели и пакета программ «ROOM-INVIS-2D».

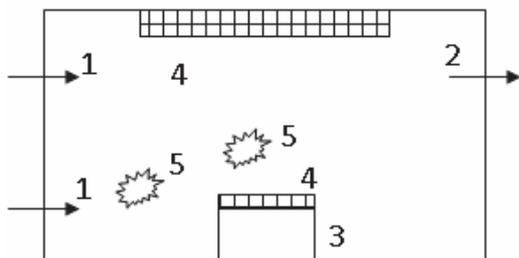


Рис. 5 – Схема расчетной области в задаче о сорбции загрязнителя в помещении:

1 – приточное отверстие вентиляции; 2 – вытяжное отверстие вентиляции; 3 – технологическое оборудование; 4 – сорбирующая поверхность; 5 – источник выброса загрязнителя

На рис. 6, 7 показаны изолинии концентрации аммиака в помещении после аварии для двух моментов времени. Хорошо видны два «ядра» повышенной концентрации аммиака, образовавшиеся на месте аварийного выброса, заметно вытягивание зоны загрязнения в направлении вытяжного отверстия.

Однако, хорошо видно из рис. 7, что возле оборудования и стен помещения образуются плохо проветриваемые застойные зоны.

В табл. 2 представлены расчетные значения массы аммиака, которая адсорбировалась на месте расположения сорбирующей поверхности (рис. 5). Отметим, что на данной поверхности ставилось граничное условие $C = 0$, т.е. в модели реализовывалось физическое условие полного поглощения. Это значит, что представленные результаты показывают «по максимуму» возможности сорбента.

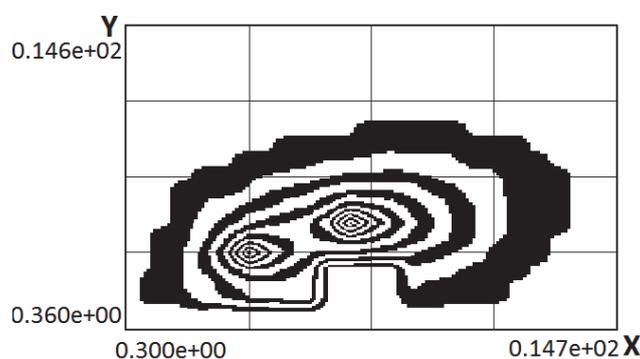


Рис. 6 – Распределение концентрации загрязнителя в помещении для момента времени $t = 3$ сек

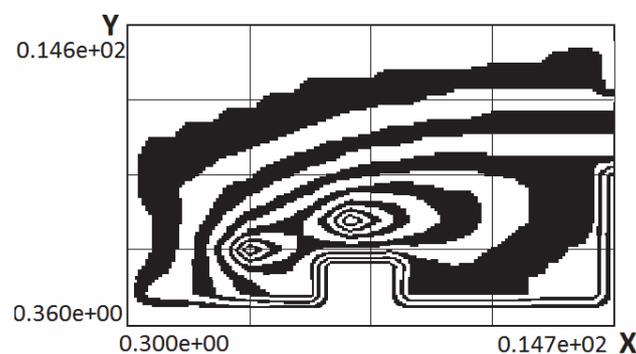


Рис. 7 – Распределение концентрации загрязнителя в помещении для момента времени $t = 10$ сек

Таблица 2 – Зависимость массы адсорбированного загрязнителя от времени

t , сек	Масса адсорбированного загрязнителя
8	22 г
16	57 г
24	72 г
48	81 г
55	82,4 г
71	82,83 г
79	82,89 г

Выводы

В работе построены компьютерные модели и на их основе разработаны эффективные методы расчета теплового и химического загрязнения производственных помещений при техногенных авариях. Модели и методы расчета основаны на неявном разностном алгоритме решения трехмерных уравнений потенциального течения и энергии, а также на численном решении двухмерных уравнений миграции примеси в воздушной среде и отрывных течений невязкой жидкости. Разработанные методы расчета позволяют учитывать в численной модели любое расположение и форму тех-

нологического оборудования, положения приточно-вытяжных отверстий.

Дальнейшее совершенствование моделей следует проводить в направлении их развития для моделирования горения и переноса пыли в производственных помещениях.

Список литературы

- 1 Аварии и катастрофы. Предупреждение и ликвидация последствий : учебн. пособие в 5-ти книгах / Под редак. В. А. Котляревского и А. В. Забегаева. – Москва : Из-во АСВ, 2001. – 200 с.
- 2 **Эльтерман, В. М.** Вентиляция химических производств / В. М. Эльтерман. – Москва : Химия, 1980. – 3-е изд., перераб. – 288 с.
- 3 **Крейт, Ф.** Основы теплопередачи / **Ф. Крейт, У. Блэк.** – Москва : Мир, 1983. – 512 с.
- 4 **Марчук, Г. И.** Математическое моделирование в проблеме окружающей среды / Г. И. Марчук. – Москва : Наука. – 1982. – 320 с.
- 5 **Згуровский, М. З.** Численное моделирование распространения загрязнения в окружающей среде / **М. З. Згуровский, В. В. Скопецкий, В. К. Хрущ, Н. Н. Беляев.** – Киев: Наукова думка, 1997. – 368 с.
- 6 **Самарский, А. А.** Теория разностных схем /

А. А. Самарский. – Москва : Наука, 1983. – 2-е изд., испр. – 616 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Kotlyarevskiy, V. A. and Zabegaev A. V.** (2001), *Avarii i katastrofyi. Preduprezhdenie i likvidatsiya posledstviy. [Accidents and disasters. Prevention and elimination of consequences]*, Publishing House ASV, Moscow, Russian.
- 2 **Elterman, V. M.** (1980) *Ventilyatsiya himicheskikh proizvodstv [Chemical plants ventilation]*, Himiya, Moscow, Russian.
- 3 **Kreyt, F. and Blek, U.** (1983) *Osnovy teploperedachi [Fundamentals of heat transfer]*, Mir, Moscow, Russian.
- 4 **Marchuk, G. I.** (1982) *Matematicheskoe modelirovanie v probleme okruzhayushey sredy [Mathematical modeling in environmental problem]*, Nauka, Moscow, Russian.
- 5 **Zgurovskiy, M. Z., Skopetskiy, V. V., Hrusch, V. K. and Belyaev, N. N.** (1997) *Chislennoe modelirovanie rasprostraneniya zagryazneniya v okruzhayushey srede [Numerical modeling of pollution in the environment]*, Naukova Dumka, Kiev, Ukraine.
- 6 **Samarskiy, A. A.** (1983) *Teoriya raznostnykh shem [The theory of difference schemes]*, Nauka, Moscow, Russian.

Сведения об авторах (About authors)

Беляева Виктория Витальевна – кандидат технических наук, доцент, Днепропетровский национальный университет имени О. Гончара, доцент кафедры аэрогидромеханики и энергомассопереноса; г. Днепропетровск, Украина; e-mail: vika_lulu@mail.ru.

Belyaeva Victoria – Candidate of Technical Sciences, Docent, Department of energy and mass transfer and aerohy-dromechanics, Dnepropetrovsk national university O. Gonchar, Dnepropetrovsk, Ukraine.

Смалий Дмитрий Юрьевич – аспирант кафедры аэрогидромеханики и энергомассопереноса, Днепропетровский национальный университет имени О. Гончара, г. Днепропетровск; e-mail: dp141291sdj@gmail.com.

Smalii Dmitrii – Post Graduate Student, Department of energy and mass transfer and aerohy-dromechanics, Dnepropetrovsk national university O. Gonchar, Dnepropetrovsk, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Беляева, В. В. Математическое моделирование процессов теплового и химического загрязнения производственных помещений при авариях / **В. В. Беляева, Д. Ю. Смалий** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 73–78. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.12.

Please cite this article as:

Belyaeva, V. and Smalii, D. (2017), "Mathematical Simulation of the Processes of Thermal and Chemical Pollution inside Industrial Premises in Case of Emergency Situation", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 73–78, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.12.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Біляєва, В. В. Математичне моделювання процесів теплового та хімічного забруднення виробничих приміщень при аваріях / **В. В. Біляєва, Д. Ю. Смалий** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 73–78. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.12.

АНОТАЦІЯ Запропоновано методи розрахунку вентиляції приміщень у випадку аварійного викиду хімічних забруднювачів, а також після горіння вогняної кулі. Методи базуються на чисельному інтегруванні тривимірного рівняння енергії та двовимірного рівняння міграції домішки у повітрі. Поле швидкості повітря розраховується на базі чисельного інтегрування тривимірного рівняння потенційного руху та двовимірної моделі відірваних течій. Наводяться результати чисельного експерименту.

Ключові слова: аварійна ситуація, виробниче приміщення, токсична речовина, вогняна куля, рівняння переносу домішки.

Поступила (received) 20.02.2017

О. В. ЛИСАК

НЕРЕГУЛЬОВАНА ТЕПЛОВІДДАЧА ВІД ЕЛЕКТРОТЕПЛОАКУМУЛЮЮЧИХ ОБІГРІВАЧІВ

АНОТАЦІЯ В статті розглянуто фактори, що визначають теплообмін між зовнішніми поверхнями електро теплоакumuлюючого обігрівача та оточуючим повітрям. Даний теплообмін є нерегульованим і його визначення є необхідною умовою для оцінки діапазону регулювання цього типу приладів. Було проведено аналіз літератури щодо рекомендацій по вибору теплоізоляційних матеріалів для кожної з зовнішніх поверхонь приладу: так, в закордонних джерелах є рекомендації з використання різних типів теплоізоляції в залежності від типу приладу та поверхні, в той час як у вітчизняних джерелах прийнято розглядати застосування єдиного типу теплоізоляції для всієї конструкції. В результаті було узагальнено інформацію за типами використовуваної теплоізоляції. Зокрема, в роботі було розглянуто їх характеристики: теплопровідність, теплоємність та густину. Продемонстровано, що найнижче значення теплопровідності має матеріал Microtherm, що забезпечує найменший внесок в габаритні показники електро теплоакumuлюючих обігрівачів у порівнянні з альтернативними варіантами теплоізоляції, зокрема базальтовим волокном. Також приведено методику визначення максимального допустимого теплового потоку від фронтальної поверхні електро теплоакumuлюючого обігрівача. В свою чергу, отримане значення максимально допустимого теплового потоку від фронтальної поверхні слугує для визначення необхідної товщини її теплоізоляції.

Ключові слова: акумуляційні системи опалення, теплоакumuлюючі електропечі, теплонакопичувач, електричний акумуляційний обігрівач, теплообмін.

O. LYSAK

UNREGULATED HEAT OUTPUT OF A STORAGE HEATER

ABSTRACT In the article the factors determining the heat transfer between the outer surfaces of a storage heater and the ambient air. This heat exchange is unregulated, and its definition is a precondition for assessing heat output range of this type of units. It was made the analysis of the literature on choosing insulating materials for each of the external surfaces of storage heaters: in foreign literature, there are recommendations on the use of various types of insulation depending on the type of device and the surface, while in Ukrainian literature the use of a single type of insulation for the whole structure is mostly described. The result of this was the summary of the information on the types of insulation used in storage heaters. In particular, the paper examined their characteristics of thermal insulation materials: thermal conductivity (approximations were made to calculate the thermal conductivity of materials in known temperature range), specific heat capacity and density. Additionally, on the basis of these three parameters it was calculated the thermal diffusivity of each of the shown thermal insulation materials. It has been demonstrated that the lowest value of thermal conductivity is Microtherm material that provides the smallest contribution to size of a storage heater compared with alternatives thermal insulation materials, including basalt fiber. Also, it is shown the method of determining maximum heat flow from the front surface of a storage heater. The resulting value of the maximum heat flow from the front surface is then used to determine the required thickness of insulation. However, it should be mentioned that using of basalt fiber may cost less.

Key words: storage heating, electric storage heating, storage heaters, heat transfer.

Вступ

Актуальною задачею розвитку сучасних технологій є економія енергоносіїв та зменшення витрат на встановлення та експлуатацію систем опалення. Системи акумуляційного електроопалення дозволяють ефективно вирішити обидві задачі: їх вартість є меншою, ніж вартість систем традиційного опалення з використанням газу, і вони використовують вже наявні надлишки виробництва електроенергії [1].

На ринку представлено різноманітні варіанти систем акумуляційного електроопалення, одним з яких є системи місцевого опалення з використанням електро теплоакumuлюючих обігрівачів (ЕО), також відомих під назвами теплоакumuлюючі електропечі (ТАЕП) та теплонакопичувачі [2]. Вивченню подібних систем сьогодні приділяють значну увагу, зокрема актуальними є питання розподілення температури в них та аналізу тепловід-

дачі від них [3–7], оскільки ці параметри обґрунтовують вибір необхідного типу приладу та дозволяють розробляти конструкції ЕО, які в повній мірі використовують акумульовану теплоту та підтримують тепловий режим приміщення.

По регулюванню тепловіддачі ЕО поділяють на регульовані та нерегульовані [8]. Проте і в регульованих моделях ЕО наявна нерегульована частка тепловіддачі (тепловіддача через зовнішню поверхню приладу). Діапазон значень регульованої тепловіддачі наведено в [9], а в цій роботі увага буде зосереджена на визначенні нерегульованої частки тепловіддачі.

Розгляд даного питання є важливим, оскільки значення нерегульованої тепловіддачі характеризує якість регулювання приладу – значення тепловіддачі від приладу не буде меншим за значення нерегульованої тепловіддачі (тобто, дане значення тепловіддачі визначає нижню межу діапазону тепловіддачі від приладу).

© О. В. Лисак, 2017

Мета роботи

Метою роботи є аналіз інформації з проектування та розробки теплової ізоляції (ТІ) для ЕО та визначення можливого значення теплового потоку через зовнішню поверхню розглянутих приладів.

Постановка задачі

В даній статті є дві взаємопов'язані задачі.

Перша – надати інформацію по відомим типам теплової ізоляції, що застосовують в конструкціях ЕО, та можливій товщині цих матеріалів в залежності від того, в якій із зовнішніх поверхонь буде використовуватись дана ТІ. Основну увагу при цьому буде приділено вибору ТІ для фронтальної поверхні.

Друга задача – розглянути принцип розрахунку заданого теплового потоку через зовнішню поверхню приладу та пов'язати його з визначенням необхідної товщини ТІ. В цій роботі огляд обмежено аналізом тепловіддачі від фронтальної поверхні приладу за умови вільної природної конвекції (тобто за відсутності випуску повітря нижче фронтальної поверхні, що має місце в деяких моделях ЕО).

1 Типи теплової ізоляції

Аналіз використання теплової ізоляції в залежності від типу поверхні ЕО. На рис. 1 надано позначення зовнішніх поверхонь ЕО. Дана схема є узагальненим зображенням обох використовуваних типів конструкцій ЕО, як статичних (С) та і динамічних (Д).

В табл. 1 наведено характерні розміри та типи теплоізоляції блоку теплоакуючого матеріалу (ТАМ). Про застосування схожих матеріалів згадується й в [10].

Як можна побачити з табл. 1, в якості теплоізоляції згадано не тільки теплоізоляційні матеріали (*Microtherm G*, вермикуліт та керамічне волокно), але також і конструктивні рішення – повітряні канали.

З порівняння товщин матеріалів для обох розглянутих типів конструкцій ЕО можна зробити висновок, що теплоізоляція в конструкції ЕО типу Д має більший опір теплопередачі, ніж в конструкції типу С. Наприклад, за однакової товщини повітряного каналу в обох конструкціях, в конструкції типу Д товщина *Microtherm G* є вдвічі більшою за товщину в конструкції ЕО типу С.

Наведені позначення матеріалів можуть відрізнитись в залежності від джерела. Наприклад, замість керамічного волокна може йти мова про фібру (керамічне волокно є різновидом фібри). Так само існують й різні типи *Microtherm G* – один з підтипів даного матеріалу). В цій роботі надалі

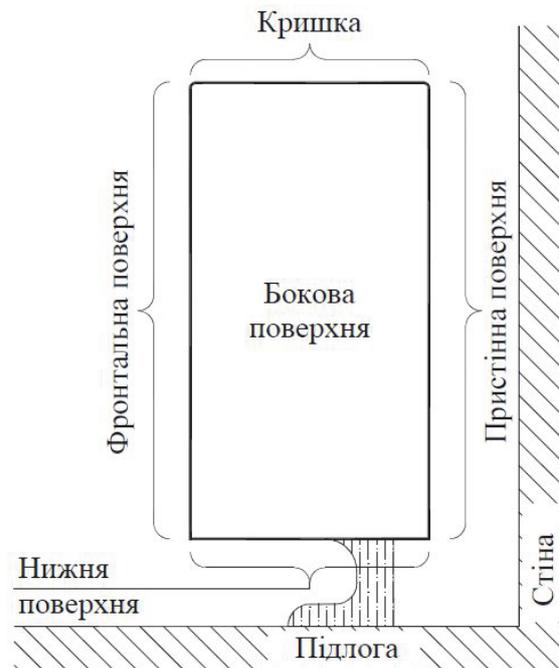


Рис. 1 – Позначення зовнішніх поверхонь ЕО

Таблиця 1 – Характеристики ТІ поверхонь ЕО [11]

Поверхні	Типи ТІ	Наявність та товщина ТІ в залежності від типу ЕО, мм	
		Статичні	Динамічні
Фронтальна	<i>Microtherm G</i>	12	25
	Повітряний канал	12	12
Пристінна	<i>Microtherm G</i>	12	25
	Керамічне волокно	13	–
	Повітряний канал	15	15
Кришка	Вермикуліт	45	–
	<i>Microtherm G</i>	–	30
Нижня	Вермикуліт	20	52
Бокова	Керамічне волокно	25	–
	Вермикуліт	–	50
	Повітряний канал	16	16

будемо згадувати *Microtherm* без посилань на підтип матеріалу, оскільки так прийнято в науковій літературі з даної тематики [12].

Як правило, виробники підкреслюють безпечність застосовуваних матеріалів. Це пов'язано з тим, що в ранніх моделях ЕО використовувалась ТІ, що містила азбест – і тому згадане зауваження є наслідком хоч і давно вирішеного, однак дуже невдалого рішення з теплоізоляції [13].

Зазначимо, що можливі й альтернативні підходи до формування теплоізоляційних прошарків в конструкції ТІ. Так, наприклад, може використовуватись один й той самий матеріал для теплової ізоляції усіх розглянутих поверхонь.

Аналіз використовуваних типів теплоізоляції у фронтальній частині приладу. Як свідчить проведений аналіз літератури, в закордонних ЕО для теплоізоляції фронтальної поверхні використовується переважно *Microtherm* [12].

У вітчизняній літературі розглядалися інші види ТІ. Так, в [4] згадувалось базальтне волокно (БВ), а в [6] – глиноземне волокно, поєднане з оксидом алюмінію [14].

Далі охарактеризуємо та порівняємо згадані матеріали. При цьому звернемо увагу на такі фактори: максимально допустима температура їх застосування, теплопровідність λ , Вт/(м·К); густина ρ , кг/м³; теплоємність c , кДж/(кг·К).

На початку розглянемо характеристики ТІ «*Microtherm*». Даний матеріал виготовляється компанією з аналогічною назвою. Цей матеріал отримав застосування в широкому діапазоні значень температур – від криогенної техніки і аж до температур 1200 °С [15].

Дана теплоізоляція відноситься до класу мікропористої ізоляції [16]. Принцип дії мікропористої ізоляції полягає в тому, що в матеріалі (переважно, на основі оксиду кремнію) є пори, діаметр яких є меншим за діаметр вільного пробігу молекули повітря, що ускладнює конвективну тепловіддачу через пори в цьому матеріалі. Пористість матеріалу може перевищувати 95 % його об'єму, що значно зменшує теплопередачу внаслідок теплопровідності. Також дану теплоізоляцію виготовляють з матеріалів зі значною відбивною здатністю.

Даний матеріал, як правило, знаходиться в спеціальній обкладинці [17]. Характеристики матеріалу представлено в [18]. В цій роботі будемо розглядати *Microtherm Super G*.

Також варто звернути увагу на характеристику теплопровідності вказаного матеріалу. Справа в тому, що його теплопровідність є нижчою за теплопровідність повітря, що може призводити до сумнівів щодо правильності вказаних даних.

В якості головної причини, чому саме цей матеріал обирають в закордонних приладах, наводять значення λ , яке, згідно [12] складає 0,030 Вт/(м·К) за температури 800 °С – що є втричі меншим за значення λ інших матеріалів.

Тепер розглянемо вітчизняні матеріали.

Глиноземне волокно будемо розглядати на прикладі плит типу МКРП-340 (ГОСТ 23619-79).

Що стосується БВ, то в цій роботі будемо розглядати супер тонке базальтне волокно (БСТВ), оскільки саме цей різновид базальтового волокна набув широкого застосування в якості ТІ

[19]. З характеристиками плит можна ознайомитись в [20–23].

Щодо плит МКРП-340, то їх характеристики прийняті згідно [24, 25]. Зазначимо, що є й відмінні дані по характеристикам теплопровідності даних плит, зокрема графік теплопровідності в [26] демонструє значення λ в півтора рази вище за дані з попередніх джерел.

Згідно даних у табл. 2 побудуємо графік зміни λ в розглянутих типах ТІ в залежності від середньої температури матеріалу. Отримані дані апроксимуємо в межах 0...600 °С. Верхня межа діапазону обрана згідно [27] як температура максимального значення розігріву ТАМ. Нижня межа діапазону обрана як 0 °С для зручності створення апроксимаційних залежностей.

На рис. 2 показано зміну λ в залежності від значення температури матеріалу t_x , °С. Також на основі отриманих даних створено апроксимаційні залежності за наступної формули

$$\lambda(t_x) = C_2 t_x^2 + C_1 t_x + C_0 t_x, \quad (1)$$

де C_i – отримане завдяки апроксимації методом найменших квадратів значення i -ого коефіцієнту.

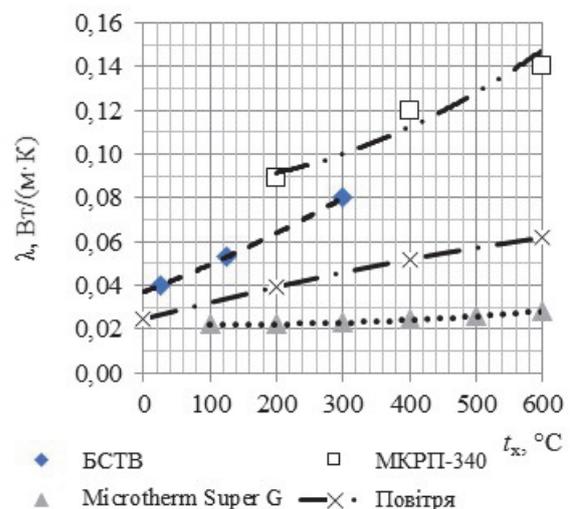


Рис. 2 – Зміна значення λ , Вт/(м·К), в залежності від його температури t_x , °С

Значення величин C_i для кожного матеріалу наведено в табл. 3.

Оскільки в цьому аналізі розглянуті нестационарні у часі процеси, потрібно визначитись з характеристикою температуропровідності ТІ a , м²/с:

$$a = \frac{\lambda}{c\rho}. \quad (2)$$

Варто зазначити, що в літературі не приділяється достатньої уваги питанню того, як змінюватиметься значення c в залежності від t_x . Тому дані по цьому параметру або прийняті постійними, або виходячи з припущення, що вони змінювати-

Таблиця 2 – Характеристики ТІ, що використовують в ЕО

t_x , °C	λ , Вт/(м·К)	c , кДж/(кг·К)
БСТВ (холст) [23], $\rho = 160$ кг/м ³		
25	0,040	–
125	0,053	–
300	0,080	–
БСТВ [22], $\rho = 80 \dots 110$ кг/м ³		
–	–	0,8...1
МКРП-340 [25], $\rho = 340$ кг/м ³		
200	0,090	–
400	0,120	–
600	0,140	–
800	0,200	–
1000	0,330	1,047
Microtherm Super G [28], $\rho = 320$ кг/м ³		
0	–	0,680
100	0,0221	–
200	0,0222	0,920
300	0,0230	–
400	0,0244	1,000
500	0,0260	–
600	0,0281	1,040
800	0,0343	1,080

Примітка: 1 В літературі можуть наводити не лише реальні значення характеристик ТІ, але й рекомендації щодо того, яке саме значення не повинно перевищувати та чи інша характеристика. Також дані по одному й тому ж матеріалу можуть суттєво відрізнятися між різними джерелами. 2 Дані по характеристиках плит МКРП-340 приймаємо згідно сайту підприємства «Енергоресурс», яке розташовано в м. Запоріжжі з певним уточненням даних за каталогами інших компаній. Дані по характеристикам плит БСТВ прийняті згідно сайту Чернівецьким заводом теплоізоляційних матеріалів «RoTys» з певним уточненням цих даних по інформаційним базам інших компаній.

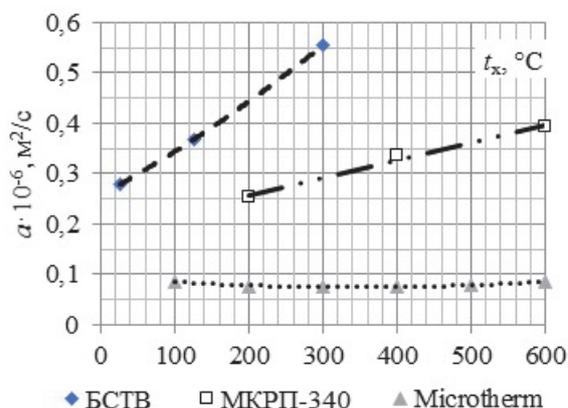
Таблиця 3 – Апроксимація значень $\lambda(t_x)$

Матеріал	C_2	C_1	C_0	R^2
БСТВ	$8,83 \cdot 10^{-8}$	$1,17 \cdot 10^{-4}$	$3,70 \cdot 10^{-2}$	1,00
МКРП-340	$1,81 \cdot 10^{-7}$	$-4,75 \cdot 10^{-6}$	$8,53 \cdot 10^{-2}$	0,98
Microtherm Super G	$2,54 \cdot 10^{-8}$	$-5,46 \cdot 10^{-6}$	$2,24 \cdot 10^{-2}$	1,00

R^2 – похибка апроксимації.

муться лінійно. У випадку БСТВ приймаємо, що $c = 0,9$ кДж/(кг·К), а у випадку плит МКРП-340 $c = 1,047$ кДж/(кг·К). Густина плит БСТВ приймаємо $\rho = 160$ кг/м³.

Графічне зображення зміни a в залежності від t_x показано на рис. 3.

Рис. 3 – Зміна значення a , м²/с, в залежності від його температури t_x , °C

2 Визначення теплового потоку через фронтальну поверхню ЕО за умови вільної конвекції повітря

Методики по визначенню тепловіддачі, представлені в попередніх роботах, а саме: для конвективної тепловіддачі в [29] та для променевої тепловіддачі в [30]. Використовуючи методики з цих робіт, було отримано вірогідні значення тепловіддачі від фронтальної поверхні (див. рис. 4), висотою 420 мм за умови, що приведена ступінь чорноти системи тіл становить $\epsilon_{пр} = 0,20$ (20 %) та 0,80 (80 %), а температура повітря в приміщенні становить 20 °C.

Значення температури на поверхні ЕО не повинно перевищувати максимально-допустиме значення, задане санітарно-гігієнічними чи іншими вимогами (зокрема, протипожежними). Загалом, рекомендовано обмежувати середнє значення температури на поверхні ЕО 60 °C.

Тому в межах максимально допустимої температури на поверхні приладу 40...60 °C та $\epsilon_{пр} = 0,20$ (20 %, максимальний тепловий потік на одиницю фронтальної поверхні повинен знаходитись в межах $q = 170 \dots 245$ Вт/м², а у випадку $\epsilon_{пр} = 0,80$ (80 %) – $q = 288 \dots 410$ Вт/м².

Відповідно, товщину ТІ зі сторони фронтальної панелі δ , м

$$\delta = \frac{\lambda(t_{ТАМ} - t_{surf})}{q} \quad (3)$$

За умови, що $t_{ТАМ} = 600$ °C та температури на фронтальній поверхні ЕО $t_{surf} = 60$ °C, визначимо рекомендовані значення товщини ТІ. У випадку $\epsilon_{пр} = 0,20$ (20 %) та застосування Microtherm скла-

датиме 31 мм та у випадку $\varepsilon_{\text{пр}} = 0,80$ (80 %) – 18,5 мм. Ці товщини відрізняються від наведених в табл. 1 значень – але це можна пояснити відсутністю врахування опору теплопередачі від повітряного каналу.

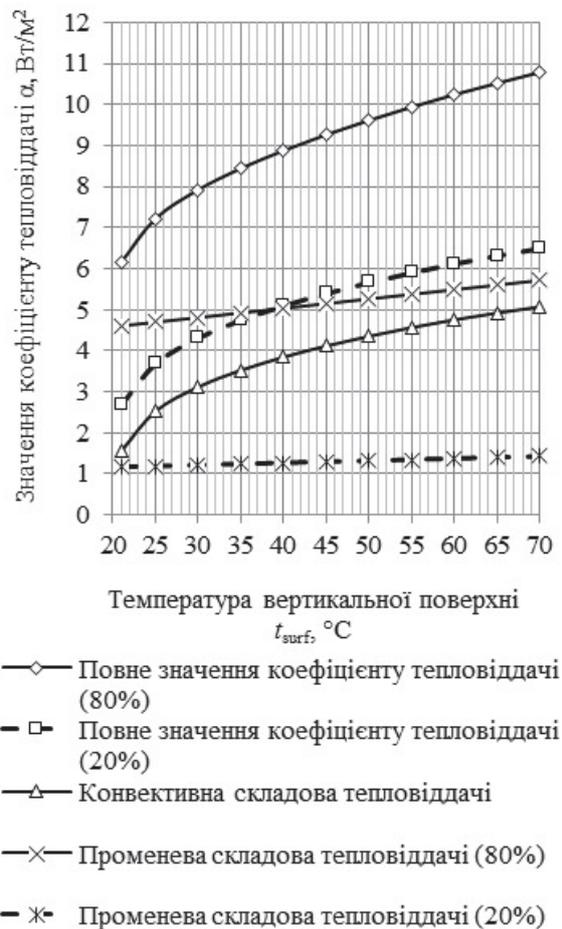


Рис. 4 – Зміна значення α , m^2/s , в залежності від його температури $t_{\text{с}}$, $^{\circ}\text{C}$

Як видно з рис. 2, застосування БСТВ потребуватиме практично в чотири рази більшої товщини матеріалу, що підвищить габарити приладу. Водночас, БСТВ може виявитись дешевшим матеріалом, ніж *Microtherm*.

Висновок

1 Використання ТІ з малим значенням λ у випадку ЕО може бути виправданим необхідністю зменшення габаритів приладу.

2 В закордонних ЕО пропонується використовувати декілька типів ТІ. Подібне рішення пов'язано з особливістю конструкції приладів: як правило, вермикуліт використовується в нерухомих деталях, в той час як керамічне волокно слугує ущільнювачем, а *Microtherm* – як ТІ для зйомних складових або ж як ТІ для найбільших по площі ділянок.

3 В подальших роботах планується розглянути моделювання тепловіддачі від інших поверхонь ЕО. Частково це завдання розпочато в [31], де розглядалась тепловіддача від ЕО типу С, розташованого на певній відстані від стіни (вільно). Тому подальші дослідження слід зосередити на вивченні таких ЕО, що розташовані біля стіни, оскільки в такому випадку на значення нерегульованої тепловіддачі приміщення будуть впливати характеристики стіни. Переважно, це стосуватиметься тепловіддачі від пристінної поверхні – зокрема, потрібно вивчити питання перегріву стіни внаслідок тепловіддачі від пристінної поверхні, й того, яке це впливатиме на нерегульовану тепловіддачу від приладу. Також під час розгляду даного питання необхідно звернути увагу на те, біля якої саме стіни потрібно розміщувати ЕО – чи біля стіни, яка є елементом зовнішнього огорожу приміщення, чи біля внутрішньої стіни приміщення.

4 Даний аналіз виконувався за умови рівномірного розподілення температури на поверхні приладу за постійного значення перепаду температури. Подальші дослідження варто проводити, враховуючи зміну температури як по висоті приладу, так і загалом у часі, що, відповідно, позначиться на визначенні нерегульованої частки тепловіддачі від приладу та необхідної товщини використовуваної теплоізоляції. Подібний аналіз варто пов'язати з можливою зміною протягом доби необхідного теплового потоку від приладу з тим, аби визначити допустиму частку нерегульованої тепловіддачі від приладу.

5 Наведені дані стосуються лише теплофізичних характеристик теплоізоляції ЕО і тому в подальшому планується проведення порівняння вартості різних типів теплоізоляції. Такий аналіз повинен включати в себе не лише вартість теплоізоляції, але й вартість її монтажу в конструкції приладу (і відповідно, ускладнення чи спрощення конструкції ЕО у порівнянні з альтернативними варіантами), та того, наскільки надійним виявиться застосований тип теплоізоляції протягом періоду експлуатації приладу.

6 В подальших роботах також планується вивчення впливу на значення нерегульованої тепловіддачі від ЕО наявності обвідних каналів в їх конструкції.

Список літератури

- 1 **Клєн, А. Н.** Эффективность применения теплонакопителей в частных домовладениях Украины / **А. Н. Клєн** // Технологический аудит и резервы производства. – 2015. – №. 6/1 (26). – С. 46–49. – ISSN 2226-3780. – doi: 10.15587/2312-8372.2015.56645.
- 2 **Малкін, Е. С.** Теплоаккумуляторы электропечи. Терминология і класифікація / **Е. С. Малкін, О. В. Лисак** // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2014. – № 3. – С. 69–74. – ISSN 2409-2924.

- 3 **Хименко, А. В.** Исследование динамических характеристик электротепловых аккумуляторов / **А. В. Хименко** // Відновлювана енергетика. – 2016. – № 2. – С. 22–26. – ISSN 2409-2924.
- 4 **Белименко, С. С.** Совершенствование конструктивных и режимных параметров твердотельных электротеплоаккумуляторов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / **Сергей Сергеевич Белименко**; Национальная металлургическая академия Украины. – Днепропетровск, 2015. – 21 с.
- 5 **Romero, I. V.** An experimental investigation of an electrical storage heater in the context of storage technologies : Master's thesis [Online document] / **Ignacio Becerril Romero**. – Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Faculty of Engineering, University of Strathclyde, United Kingdom, 2013. – Mode of access: http://www.esru.strath.ac.uk/Documents/MSc_2013/Becerril.pdf. – 23.09.2016.
- 6 **Тарасова, В. А.** Выбор рациональных геометрических параметров элемента электрического теплового аккумулятора / **В. А. Тарасова, А. В. Хименко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 110–115. – ISSN 2078-774X.
- 7 **Хименко, А. В.** Расчётное и экспериментальное исследование тепловых процессов в твердом теплоаккумулирующем материале с высокими теплоаккумулирующими свойствами / **А. В. Хименко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 44–49. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.06
- 8 **Лысак, Олег.** Выбор теплоаккумулирующих электродпечей при внедрении в Украине / **Олег Лысак, Эдуард Малкин** // Budownictwo o zoptymalizowanym potencjale energetycznym. – Częstochowa (Poland) : Politechnika Częstochowska, 2015. – № 1. – С. 117–125. – ISSN 2299-8535.
- 9 **Лысак, О. В.** Регулювання тепловіддачі электротеплоаккумулюючих обігрівачів / **О. В. Лысак** // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія: Технічні науки. – Київ : Київський національний університет технологій та дизайну. – 2016. – № 5. – С. 29–38. – ISSN 1813-6796.
- 10 Storage Heater Benefits [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: <https://www.elnur.co.uk/products/storage-heaters/storage-heaters-further-information/storage-heater-benefits/>. – Назва з екрану. – 15.07.2016.
- 11 Тепловые накопители, ассортимент [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: files.prom.ua/160149_catalogelnurfaeton.pdf. – Назва з екрану. – 14.09.2016.
- 12 **Малкін, Е. С.** Шляхи удосконалення роботи місцевих теплоаккумулюючих електродпечей / **Е. С. Малкін, О. В. Лысак** // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – Київ : Київський національний університет будівництва і архітектури, 2014. – Вип. 6. – С. 188–191. – ISSN 2310-0516.
- 13 **Oughton, D. R.** Faber & Kell's Heating and Air-Conditioning of Buildings / **D. R. Oughton, S. L. Hodgkinson**. – 10th edition. – Amsterdam ; London : Butterworth-Heinemann, 2008. – XIX, 786 p. – ISBN 978-0-75-068365-4.
- 14 Огнеупорные муллитокремнеземистые материалы [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: <http://nstomsk.ru/ogneupornye-materialy>. – Назва з екрану. – 15.07.2016.
- 15 MICROTHERM: Thermal Insulation Solutions. [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: http://www.microthermgroup.com/low/EXEN/assets_db/ITEMSKEYWORDS3/items/documents/100907-V_ProdPerfBroch.pdf. – Назва з екрану. – 14.10.2016.
- 16 Высокотемпературная изоляция: микропористая технология [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: http://pptechn.ru/MICROTHERM_technology. – Назва з екрану. – 14.10.2016.
- 17 Высокотемпературная теплоизоляция: Свойства и характеристики материалов [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: http://pptechn.ru/MICROTHERM_property. – Назва з екрану. – 14.10.2016.
- 18 **Hughes, J. T** Simple Method for measuring pipe insulation performance [Text] / Thermal Conductivity 22. – CRC Press, 1994, P. 425-434. – ISBN 978-1566761727.
- 19 **Єсипов, В. Г.** Анализ экономической эффективности применения теплоизоляции из базальтового супертонкого волокна / **В. Г. Єсипов, Е. И. Зубко, Ю. Е. Зубко, А. С. Гриценко, Д. М. Олейник** // Будівельне виробництво. – 2010. – № 52. – С. 66–68. – ISSN 0135-1702.
- 20 **Комков, М. А.** Разработка и исследование термостойких покрытий трубопроводов из коротких базальтовых волокон / **М. А. Комков, Ю. В. Баданина, М. П. Тимофеев** // Инженерный журнал: Наука и инновации. – 2014. – № 2(26). – ISSN 2308-6033. – doi: 10.18698/2308-6033-2014-2-1203.
- 21 ПМТБ-2: плиты мягкие теплоизоляционные [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: <http://rotys.com/pliti>. – Назва з екрану. – 15.07.2016.
- 22 Базальтовая вата. Сравнительные характеристики [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: <http://www.bstv-mat.ru/comparison.html>. – Назва з екрану. – 15.07.2016.
- 23 Холст из базальтового супертонкого волокна (БСТВ) [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: <http://magma wool.com/bstv-holst-bazaltovyy.html>. – Назва з екрану. – 15.07.2016.
- 24 Промтехкомплект: ПЛИТА МКРП–340 Теплоизоляционная [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: http://ptknsk.ru/plita_mkrp340_teploizolyacionnaya. – Назва з екрану. – 15.07.2016.
- 25 Энергоресурс: Теплоизоляционные плиты МКРП-340 [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: <http://www.enresurs.com/plita340.html>. – Назва з екрану. – 15.07.2016.
- 26 ПромтехТепло: Плита МКРП-340 [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу: http://www.ogneupor.net.ua/mkrp_340.html. – Назва з екрану. – 15.07.2016.
- 27 **Малкін, Е. С.** Теплоаккумулюючі матеріали в теплоаккумулюючих електродпечах: аналіз та практика використання / **Е. С. Малкін, О. В. Лысак** // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – Київ : Київський національний університет будівництва і архітектури, 2014. – Вип. 17. – С. 133–144. – ISSN 2409-2606.
- 28 MICROTHERM PANEL - TECHNICAL DATA SHEET [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим до-

- ступу: <http://www.promat-hpi.com/downloads/get/en/CF8BD566CBF4B0189C6A982914B6EEEE>. – Назва з екрану. – 15.07.2016.
- 29 **Лисак, О. В.** Аналіз конвективної тепловіддачі від фронтальної поверхні теплоакumuлюючої електропечі / **О. В. Лисак** // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія: Технічні науки. – Київ : Київський національний університет технологій та дизайну. – 2015. – № 5. – С. 15–23. – ISSN 1813-6796.
 - 30 **Лисак, О. В.** Аналіз радіаційного теплообміну фронтальної поверхні електричного теплоакumuляційного обігрівача за сталого значення конвективного теплового потоку на ній / **О. В. Лисак** // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – Київ : Київський національний університет будівництва і архітектури, 2016. – Вип. 8. – С. 179–184. – ISSN 2310-0516.
 - 31 **Лисак, О. В.** Аналіз конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь твердотілого теплоакumuлюючого обігрівача / **О. В. Лисак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2016. – № 10. – С. 105–110. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.16.
 - 7 **Khimenko, A.V.** (2013), "Computational and experimental research of thermal processes in solid heat storage materials with high thermal storage properties", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 10(1182), pp. 44–49. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.06
 - 8 **Lysak, O. and Malkin, E.** (2015), "Vybor teploakumirulijushhijh jelektropechej pri vnedrenii v Ukraine [Selection of storage heaters for implementation in Ukraine]", *Construction of optimized energy potential*, No. 1, pp. 117–125, Politechnika Czestochowska, Czestochowa, Poland, ISSN 2299-8535.
 - 9 **Lysak, O.** (2016), "Heat output control of a storage heater", *Bulletin of the Kiev National University Technologies and Design : Technical Science Series*, No. 5, pp. 29–38, ISSN 1813-6796.
 - 10 (2016), "Storage Heater Benefits", available at: <https://www.elnur.co.uk/products/storage-heaters/storage-heaters-further-information/storage-heater-benefits/> (accessed 15 July 2016).
 - 11 (2016), "Teplovyje nakopiteli, assortment", available at: files.prom.ua/160149_catalogelnurfaeton.pdf (accessed 14 September 2016).
 - 12 **Malkin, E. S. and Lysak, O. V.** (2014), "Improving storage heater performance", *Energy-efficiency in civil engineering and architecture*, No. 6, pp. 188–191, ISSN 2310-0516.
 - 13 **Oughton, D. R. and Hodkinson, S. L.** (2008), *Faber & Kell's Heating and Air-Conditioning of Buildings*, 10th edition, Butterworth-Heinemann, Amsterdam, London, XIX, ISBN 978-0-75-068365-4
 - 14 (2016), "Ogneupornye mullitokremnezemistye materialy", available at: <http://nstomsk.ru/ogneupornye-materialy> (accessed 15 July 2016).
 - 15 (2016), "MICROTHERM: Thermal Insulation Solutions", available at: http://www.microthermgroup.com/low/EXEN/assets_db/ITEMSKEYWORDS3/items/documents/100907-B_ProdPerfBroch.pdf (accessed 14 October 2016).
 - 16 (2016), "Vysokotemperaturnaja izoljacija: mikroporistaja tehnologija", available at: http://pptech.ru/MICROTHERM_technology (accessed 14 October 2016).
 - 17 (2016), "Vysokotemperaturnaja teploizoljacija: Svoystva i harakteristiki materialov", available at: http://pptech.ru/MICROTHERM_property (accessed 14 October 2016).
 - 18 **Hughes, J. T.** (1994), "Simple Method for measuring pipe insulation performance", *Thermal Conductivity* 22, CRC Press, pp. 425-434, ISBN 978-1566761727.
 - 19 **Esipov, V. G. et al** (2010), "Analiz jekonomicheskoj jeffektivnosti primenenija teploizoljaciji iz bazaltovogo supertonkogo volokna [Analysis of economic efficiency of the use of thermal insulation made of superthin basalt fiber]", *Budivnelne vyrobnyctvo [Construction production]*, No. 52, pp. 66-68, ISSN 0135-1702.
 - 20 **Komkov, M. A., Badanina, Ju. V. and Timofeev, M. P.** (2014), "Developing and testing heat-resistant pipelines coatings made of short basalt fibers", *Engineering Journal: Science and Innovation*, No. 2(26), ISSN 2308-6033, doi: 10.18698/2308-6033-2014-2-1203.
 - 21 (2016), "PMTB-2: plity mjagkie teploizoljacionnye", available at: <http://rotys.com/pliti> (accessed 15 July 2016).

Bibliography (transliterated)

- 22 (2016), "Bazaltovaja vata. Sravnitelnye karakteristiki", available at: <http://www.bstv-mat.ru/comparison.html> (accessed 15 July 2016).
- 23 (2016), "Holst iz bazaltovogo supertonkogo volokna (BSTV)", available at: <http://magmawool.com/bstv-holst-bazaltovyy.html> (accessed 15 July 2016).
- 24 (2016), "Promtehkompлект: PLITA MKRP-340 Teploizoljacionnaja", available at: http://ptk-nsk.ru/plita_mkrp340_teploizoljacionnaya (accessed 15 July 2016).
- 25 (2016), "Jenergoresurs: Teploizoljacionnye plity MKRP-340", available at: <http://www.enresurs.com/plita340.html> (accessed 15 July 2016).
- 26 (2016), "PromtehTeplo: Plita MKRP-340", available at: http://www.ogneupor.net.ua/mkrp_340.html (accessed 15 July 2016).
- 27 **Malkin, E. S. and Lysak, O. V.** (2014), "Storage materials in storage heaters: analysis and practice of use", *Ventilation, Lighting and Heat-gas Supply*, No. 17, pp. 133–1444, ISSN 2409-2606.
- 28 (2016), "MICROTHERM PANEL - TECHNICAL DATA SHEET", available at: <http://www.promat-hpi.com/downloads/get/en/CFF8BD566CBF4B0189C6A982914B6EEE> (accessed 15 July 2016).
- 29 **Lysak, O.** (2015), "Analiz konvektyvnoi' teploviddachi vid frontal'noi' poverhni teploakumuljujuchoi' elektropечи [Analysis of convective heat transfer from storage heater front panels]", *Bulletin of the Kiev National University Technologies and Design, Technical Science Series*, No. 5(90), pp. 15–23, ISSN 1813-6796.
- 30 **Lysak, O.** (2016), "Analysis of radiative heat transfer from the isoflux front panel of a storage heater", *Energy-efficiency in civil engineering and architecture*, No. 8, pp. 179–184, ISSN 2310-0516.
- 31 **Lysak, O.** (2016), "Analysis of convective heat transfer from storage heater external surfaces", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 10(1182), pp. 105–110, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.16.

Відомості про авторів (About authors)

Лисак Олег Віталійович – інженер, відділ геотермальної енергетики, Інститут відновлюваної енергетики НАН України; м. Київ, Україна; e-mail: oleg.v.lysak@gmail.com, ORCID 0000-0002-4934-0685.

Oleg Lysak – Engineer, Geothermal department, Institute of Renewable Energy at National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine; e-mail: oleg.v.lysak@gmail.com.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Лисак, О. В. Нерегульована тепловіддача від електротеплоакуючих обігрівачів / **О. В. Лисак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 79–86. – Бібліогр.: 31 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.13.

Please cite this article as:

Lysak, O. (2017), "Unregulated heat output of a storage heater", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 79–86, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.13.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Лысак, О. В. Нерегулированная теплоотдача от электротеплоаккумулирующих обогревателей / **О. В. Лысак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 79–86. – Бібліогр.: 31 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.13.

АННОТАЦИЯ В статье рассмотрены факторы, определяющие теплообмен между наружными поверхностями электротеплоаккумулирующего обогревателя и наружным воздухом. Данный теплообмен является нерегулируемым и его определение является необходимым условием для оценки диапазона регулирования этого типа приборов. Был проведен анализ литературы по рекомендациям по выбору теплоизоляционных материалов для каждой из внешних поверхностей прибора: так, в зарубежных источниках есть рекомендации по использованию различных типов теплоизоляции в зависимости от типа прибора и поверхности, в то время как в отечественных источниках принято рассматривать применение единого типа теплоизоляции для всей конструкции. В результате были обобщены информации по типам используемой теплоизоляции. В частности, в работе были рассмотрены их свойства: теплопроводность, теплоемкость и плотность. Было продемонстрировано, что материал Microtherm обладает низким значением теплопроводности и это обеспечивает наименьший вклад в габаритные показатели электротеплоаккумулирующих обогревателей по сравнению с альтернативными вариантами теплоизоляции, в частности базальтовым волокном. Также приведена методика определения максимального допустимого теплового потока от фронтальной поверхности электротеплоаккумулирующего обогревателя. В свою очередь, полученное значение максимально допустимого теплового потока от фронтальной поверхности служит для определения необходимой толщины её теплоизоляции.

Ключевые слова: аккумуляционные системы отопления, теплоаккумулирующие электропечи, теплонакопитель, электрический аккумуляционный обогреватель, теплообмен, твердотельный теплоаккумулирующий обогреватель.

Надійшла (received) 31.02.2017

Є. Є. ЧАЙКОВСЬКА

КОНТРОЛЬ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ НА ПЕЛЕТНОМУ ПАЛИВІ

АНОТАЦІЯ Запропонована інтегрована система підтримки температури місцевої води при вимірюванні температури газів та температури зворотної води на вході в теплообмінник другого контуру когенераційної системи. Прийняття рішень на зміну кількості пластин теплообмінника надає можливість підтримувати співвідношення виробництва електричної енергії та теплоти при використанні зміни частоти обертання електродвигуна повітряного вентилятора щодо зміни витрати повітря, що подається на підігрів, для сушки деревини. Такий підхід дозволяє, наприклад, в умовах функціонування когенераційної системи потужністю 115 кВт знизити собівартість виробленої енергії до 20–30 %.

Ключові слова: когенераційна установка, пелетне паливо, контроль працездатності, прийняття рішень.

Е. СЧАЙКОВСКАЯ

CONTROL WORKING ABILITY OF THE COGENERATION SYSTEM ON PELLETT FUEL

ABSTRACT The proposed architecture of the cogeneration system, which is the basis integrated dynamic subsystem – cogeneration plant, heat exchanger secondary circuit heating local water, drying plant, heat exchanger heating the air, the air blower and blocks a charge, discharge, assessment of functional performance that are agreed upon interaction with dynamic subsystem. Complex mathematical modeling of the dynamics of the second circuit of the heat exchanger cogeneration system provides the ability to define tolerances to temperature change local water levels established for the operation. A complex mathematical and logical modeling efficiency cogeneration control system for obtaining functional evaluation of local water temperature changes. Block diagram of temperature maintenance of local water-level decision-making to determine the final information on the decision to change the number plates of the heat exchanger by comparing the temperature of the gases at the inlet to the heat exchanger of the second circuit cogeneration system, measured from the reference value. The proposed integrated system of support for local water temperature for measuring the temperature of gases and return water temperature at the inlet to the heat exchanger of the second circuit of the cogeneration system. Deciding to change the number plate heat exchanger allows to maintain the ratio of production of electricity and heat using changes of rotational speed of the electric fan of air to change the air flow supplied to the heater for drying wood. This approach allows, for example, in terms of functioning cogeneration system capacity of 115 kW reduce the cost of energy produced (20–30) %.

Keywords: cogeneration plant, pellet fuel, control of operation, making decisions.

Вступ

Реалізація виробленої енергії за «зеленим тарифом» при використанні біопалива як відновлюваного джерела енергії є однією з переваг когенераційних технологій щодо виробництва електричної енергії та теплоти від одного первинного джерела енергії [1, 2]. Але непостійність споживання виробленої енергії потребує удосконалення систем підтримки співвідношення виробництва електричної енергії та теплоти в умовах ресурсо та енергозбереження [2]. При виробництві пелетного палива витрати на сушку деревини складають до 25 % від загальних витрат. Вміст вологи не повинен перевищувати 10–12 %, а сира деревина може містити близько 50 % води. В роботі [3], наприклад, визначено перевагу механічної активації матеріалу, що висушується, але за рахунок додаткових витрат на електричну енергію. В роботі [4] визначено, що на якість сушки впливають конструктивні параметри сушильної камери, але оцінка проведена при вимірюванні параметрів сушки в сушильній камері, що у зв'язку із складністю вимірів має недостовірне використання. В роботі [5] визначено вплив режимних параметрів сушки на

якість сушки, але без узгодження температурного та аеродинамічного режимів сушіння матеріалу. В роботах [6, 7] видані рекомендації щодо інтенсифікації теплообміну в сушильній камері, але без можливості їх використання в реальних умовах функціонування сушильної установки. Для підтримки потужності сушки деревини використовують діагностичні системи, що базуються на вимірюванні температури повітря та його вологості в сушильній камері при вимірюванні вологості деревини. Складність вимірів та неможливість використання у єдності може привести до незворотного накопичення вологи деревиною чи припинення процесу сушки [8, 9]. У зв'язку з цим, в роботі [10] запропонована технологія функціонування сушильної установки у складі когенераційної системи щодо виробництва пелетного палива, яка дозволяє підтримувати підігрів повітря в теплообміннику, що входить до її складу, при вимірюванні температури повітря на виході із сушильної камери. Використання інтегрованої системи оцінки зміни вологовмісту повітря в сушильній камері, здобутої на основі математичного та логічного моделювання у складі когенераційної системи, надає можливість виконувати зміну витрати повіт-

© Є. Є. Чайковська, 2017

ря, що подається на підігрів, на основі зміни частоти обертання електродвигуна повітряного вентилятора та забезпечувати своєчасну подачу висушеної деревини та завантаження свіжого матеріалу. У зв'язку із зміною споживання електричної енергії на сушку деревини щодо зміни частоти обертання повітряного вентилятора необхідно виконувати підтримку температури місцевої води якості теплоносія, що гріє, для підігріву повітря впродовж терміну сушки щодо забезпечення співвідношення виробництва електричної енергії та теплоти. Цілодобове ж функціонування пелетних установок дозволяє розширити термін функціонування когенераційних систем щодо додаткового вироблення енергії при гарантованому забезпеченні пелетним паливом та встановленому точному терміну відвантаження висушеної деревини та завантаження свіжого матеріалу.

Мета роботи

Мета роботи – розробка інтегрованої системи підтримки температури місцевої води другого контуру когенераційної системи щодо підігріву повітря для сушки деревини в умовах зміни частоти обертання електродвигуна повітряного вентилятора.

Поставлена мета може бути досягнена при виконанні таких задач:

- обґрунтувати необхідність підтримки співвідношення виробництва електричної енергії та теплоти в умовах функціонування когенераційної системи на пелетному паливі при використанні зміни частоти обертання електродвигуна повітряного вентилятора щодо зміни витрати повітря, що подається на підігрів, на сушку деревини з використанням теплоносія, що гріє, від другого контуру когенераційної системи;

- запропонувати архітектуру когенераційної системи, що має у своєму складі основу – динамічну підсистему, яка включає когенераційну установку, теплообмінник другого контуру підігріву місцевої води, сушильну установку, теплообмінник підігріву повітря, повітряний вентилятор та блоки розряду, заряду, оцінки функціональної ефективності, що знаходяться в узгодженій взаємодії з динамічною підсистемою;

- виконати комплексне математичне моделювання динаміки теплообмінника другого контуру когенераційної системи при вимірюванні температури газів та температури зворотної води на вході в теплообмінник;

- запропонувати структурну схему для здобуття еталонної інформації на основі комплексного математичного моделювання у складі когенераційної системи;

- виконати комплексне математичне та логічне моделювання щодо контролю працездатності

когенераційної системи на основі розробленої структурної схеми;

- розробити структурну схему та виконати комплексне математичне та логічне моделювання щодо прийняття рішень на зміну поверхні теплообміну теплообмінника другого контуру когенераційної системи;

- виконати комплексне логічне моделювання щодо ідентифікації нових умов функціонування когенераційної системи на основі розробленої схеми;

- розробити інтегровану систему підтримки температури місцевої води при зміні споживання електричної енергії, що обумовлено зміною частоти обертання електродвигуна повітряного вентилятора;

- оцінити практичну значущість здобутих результатів.

Контроль працездатності когенераційної системи на пелетному паливі

Для здобуття еталонної та функціональної інформації щодо прийняття рішень на підтримку температури місцевої води щодо підігріву повітря запропонована архітектура когенераційної системи, основою якої є інтегрована динамічна підсистема – (когенераційна установка, теплообмінник другого контуру підігріву місцевої води, сушильна установка, теплообмінник підігріву повітря, повітряний вентилятор) та блоки, заряду, розряду, оцінки функціональної ефективності, що знаходяться в узгодженій взаємодії з динамічною підсистемою (рис. 1).

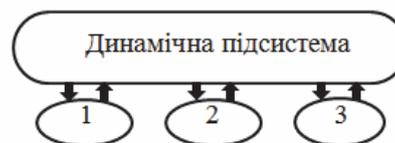


Рис. 1 – Архітектура когенераційної системи: динамічна підсистема (когенераційна установка, теплообмінник другого контуру підігріву місцевої води, сушильна установка, теплообмінник підігріву повітря, повітряний вентилятор); 1 – блок розряду; 2 – блок заряду; 3 – блок оцінки функціональної ефективності

Математичне обґрунтування архітектури когенераційної системи:

$$CS = \left\{ \left[D(P(\tau) \langle x_0(\tau), x(\tau) \rangle, f(\tau), K(\tau), y(\tau), d(\tau)) \rangle, R(\tau) \right], P(\tau) \right\}, \\ \left\{ Z(\tau), (P_i(\tau) \langle x_1(\tau), f_i(\tau), K_i(\tau), y_i(\tau) \rangle) \right\},$$

де CS – когенераційна система; D – динамічна підсистема (когенераційна установка, теплообмінник другого контуру підігріву місцевої води, сушильна установка, теплообмінник підігріву повітря, повітряний вентилятор); P – властивості елементів когенераційної системи; x – впливи; f – параметри,

що діагностуються; K – коефіцієнти математичного опису; y – вихідні параметри; d – динамічні параметри; R – логічні відносини в CS ; τ – час, с. Індеси: i – число елементів когенераційної системи; 0, 1, 2 – початковий стаціонарний режим, зовнішній, внутрішній характер впливів.

Основою для підтримки температури місцевої води щодо здобуття як гранично припустимої, так і функціональної інформації є математична модель динаміки теплообмінника другого контуру підігріву місцевої води, що оцінює зміну температури води як у часі, так і вздовж просторової координати осі теплообмінника, що співпадає з напрямком потоку руху середовища. Передатна функція за каналом: «температура місцевої води – температура газів» має такий вид:

$$W_{t-\vartheta_1} = \frac{K_3 \varepsilon (1 - L_3^*)}{(T_B S + 1) \beta - 1} (1 - e^{-\gamma \xi}),$$

$$\text{де } K_3 = \frac{m(\theta_0 - \sigma_0)}{G_{30}}, \varepsilon = \frac{\alpha_{30} h_{30}}{\alpha_{B0} h_{B0}}, L_3^* = \frac{1}{L_3 + 1},$$

$$L_3 = \frac{G_3 C_3}{\alpha_{30} h_{30}}, T_B = \frac{g_B C_B}{\alpha_{B0} h_{B0}}; \beta = T_M S + \varepsilon^* + 1,$$

$$T_M = \frac{g_M C_M}{\alpha_{B0} h_{B0}}, \varepsilon^* = \varepsilon (1 - L_3^*), \gamma = \frac{(T_B S + 1) \beta - 1}{\beta},$$

$$\xi = \frac{z}{L_B}, L_B = \frac{G_B C_B}{\alpha_{B0} h_{B0}},$$

де t, σ, θ – температура місцевої води, газів, поділяючої стінки, К, відповідно; G – витрата речовини, кг/с; C – питома теплоємність, кДж/(кг·К); α – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К); h – питома поверхня, м²/м; g – питома маса речовини, кг/м; z – координата довжини теплообмінника, м; T_B, T_M – постійні часу, що характеризують теплову акумулюючу здатність робочого тіла, метала, с; m – показник залежності коефіцієнта тепловіддачі від витрати; S – параметр перетворення Лапласа. Індеси: в – внутрішній потік – місцева вода, м – металева стінка, з – зовнішній потік – гази; 0, 1 – початкові умови, вхід в теплообмінник, відповідно.

Після математичної обробки здобутої функції виділено дійсну частину, $O(\omega)$

$$O(\omega) = \frac{(L_1 A_1) + (M_1 B_1) K_3 \varepsilon (1 - L_3^*)}{A_1^2 + B_1^2}.$$

Для одержання коефіцієнтів у складі дійсної частини $O(\omega)$ здобуто такі вирази:

$$A_1 = \varepsilon^* - T_B T_M \omega^2, A_2 = \varepsilon^* + 1,$$

$$B_1 = T_B \varepsilon \omega - T_B \omega + T_M \omega, B_2 = T_M \omega,$$

$$C_1 = \frac{A_1 A_2 + B_1 B_2}{A_2^2 + B_2^2}, D_1 = \frac{A_2 B_1 + A_1 B_2}{A_2^2 + B_2^2}$$

$$L_1 = 1 - e^{-\zeta C_1} \cos(-\xi D_1), M_1 = -e^{-\zeta C_1} \sin(-\xi D_1).$$

Температура поділяючої стінки θ , що входить до складу коефіцієнта K_3

$$\theta = \left[\frac{\alpha_B (\sigma_1 + \sigma_2)}{2} + \frac{A(t_1 + t_2)}{2} \right] / (\alpha_B + A),$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К); σ_1, σ_2 – температура газів на вході та на виході з теплообмінника, К; t_1, t_2 – температура місцевої води на вході та на виході з теплообмінника, К.

$$A = \frac{1}{\frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_3}},$$

де δ – товщина стінки теплообмінника, м; λ – теплопровідність металу стінки теплообмінника, кВт/(м·К).

З використанням інтеграла переходу з частотної області до області часу зміна температури місцевої води як за часом, так і вздовж просторової координати осі теплообмінника має такий вид

$$t(\tau, z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} O(\omega) \sin(\tau\omega/\omega) d\omega.$$

Для здобуття еталонної оцінки зміни температури місцевої води розроблено структурну схему, що представлена для вихідних даних когенераційної системи з використанням сушильної установки продуктивністю 680 кг/добу деревини (рис. 2).

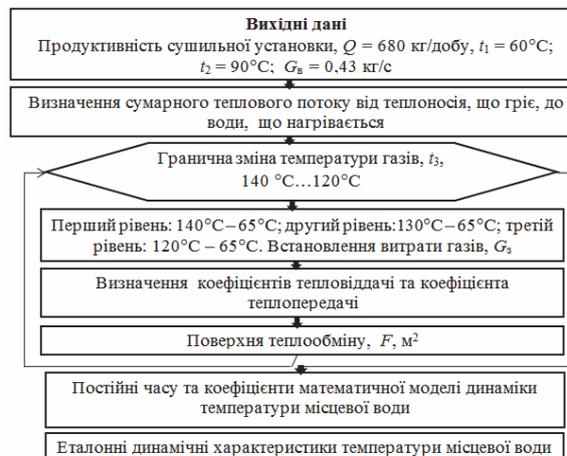


Рис. 2 – Структурна схема комплексного математичного моделювання теплообмінника другого контуру підігріву місцевої води: G_3, G_6 – витрата газів, місцевої води, кг/с, відповідно; t_1, t_2 – температура місцевої води на вході в теплообмінник та на виході з теплообмінника, К, відповідно; t_3 – температура газів на вході в теплообмінник, К

В межах запропонованої циклічної структури щодо підтримки температури підігріву місцевої води з 60 °С до 90 °С при граничній зміні температури газів на вході в теплообмінник – 140...120 °С встановлено наступні рівні функціонування когенераційної системи відповідно зміні температури газів на вході в теплообмінник: перший рівень: 140...65 °С; другий рівень: 130...65 °С; третій рі-

вень: 120...65 °С. Встановлені рівні функціонування при температурі газів на виході із теплообмінника – 65 °С відповідають зміні поверхні теплообміну теплообмінника щодо зміни кількості пластин: 36, 44, 52 та зміні витрати газів: 0,69 кг/с, 0,79 кг/с, 0,94 кг/с, відповідно. В табл. 1–3 представлені результати комплексного математичного моделювання динаміки теплообмінника другого контуру підігріву місцевої води.

Таблиця 1 – Параметри теплообміну в теплообміннику другого контуру когенераційної системи

Рівні функціонування	Параметр		
	$\alpha_{з3}$, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{в3}$, Вт/(м ² ·К)	k_3 , Вт/(м ² ·К)
Перший рівень	3595,7	1027,9	745,7
Другий рівень	3132,8	960,7	732,0
Третій рівень	2754,7	922,0	698,0

Примітка: α_z – коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія, що гріє, до стінки теплообмінника, Вт/(м²·К); α_v – коефіцієнт тепловіддачі від стінки теплообмінника до місцевої води, Вт/(м²·К); k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К).

Таблиця 2 – Постійні часу математичної моделі динаміки температури місцевої води

Рівні функціонування	$T_{в3}$, с	$T_{м3}$, с
Перший рівень	4,67	1,52
Другий рівень	4,79	1,62
Третій рівень	4,99	1,69

Таблиця 3 – Коефіцієнти математичної моделі динаміки температури місцевої води

Рівні функціонування	$L_{з3}$, м	$L_{в3}$, м	$L_{з3}^*$	ζ	ϵ
Перший рівень	11,4	114,9	0,08	0,67	4,07
Другий рівень	15,1	123,0	0,06	0,76	3,79
Третій рівень	20,3	128,2	0,05	0,78	3,47

Представлена структурна схема (рис. 2), що базується на комплексному математичному моделюванні теплообмінника другого контуру когенераційної системи надає можливість на основі визначення параметрів теплообміну в теплообміннику та з використанням здобутих постійних часу та коефіцієнтів, що входять до складу математичної моделі динаміки температури місцевої води, визначити гранично припустиму зміну температури місцевої води для встановлених рівнів функціонування (рис. 3).

Для контролю працездатності когенераційної системи запропоновано структурну схему комплексного математичного та логічного моделювання з використанням метода графа причинно-наслідкових зв'язків [2, 10] щодо здобуття функціональної інформації (рис. 4).

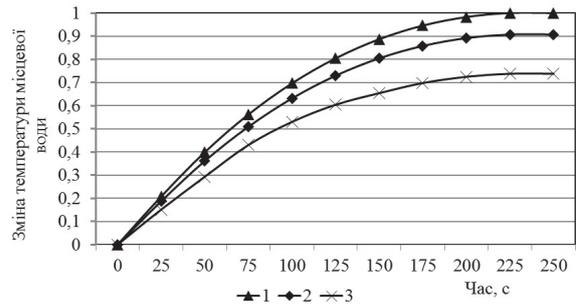


Рис. 3 – Допуски на граничну зміну температури місцевої води: 1, 2, 3 – перший, другий, третій рівні функціонування, відповідно

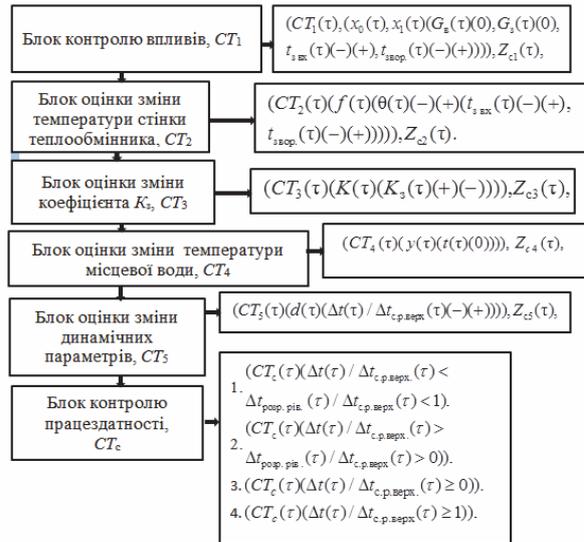


Рис. 4 – Структурна схема комплексного математичного та логічного моделювання: СТ – контроль події; Z – логічні відносини; d – динамічні параметри; t – температура місцевої води, K; t_3 – температура газів, K; x – впливи; f – параметри, що діагностуються; y – вихідні параметри; K – коефіцієнти математичного опису;

$$K_3 = \frac{m(\theta_0 - t_{3\text{вих}})}{G_{30}} - \text{коефіцієнт математичної}$$

моделі динаміки теплообмінника охолодження газів, де, θ – температура стінки теплообмінника, K, відповідно; G – витрата теплоносія, кг/с; Індеси: с – контроль працездатності; вх., вих. – вхід, вихід газів; звор – зворотна вода; з – гази; в – місцева вода; с.р.верх. – стале розраховує значення параметра першого рівня функціонування; розр. рів. – розрахункове значення параметра рівня функціонування 0, 1, 2 – початковий стаціонарний режим, зовнішні, внутрішні впливи; 3 – коефіцієнти рівнянь динаміки; 4 – суттєві параметри, що діагностуються; 5 – динамічні параметри



Рис. 5 – Структурна схема підтримки температури місцевої води на рівні прийняття рішень, де $t_{3 вх}$, $t_{3е вх}$ – функціональна та еталонна температура газів на вході в теплообмінник підігріву місцевої води, K; i – число рівнів функціонування; τ – час, с

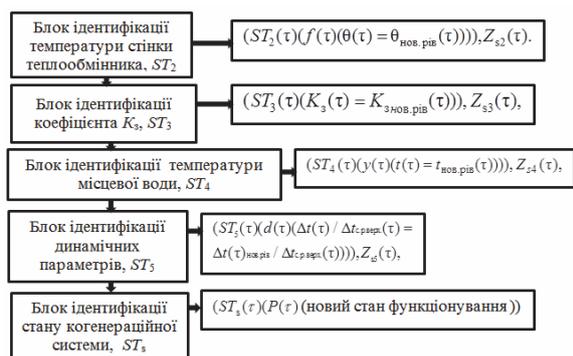


Рис. 6 – Структурна схема логічного моделювання ідентифікації стану когенераційної системи: ST – ідентифікація стану; P – властивості когенераційної системи. Індекси: s – стан; нов. рів. – новий рівень функціонування; 2 – внутрішні параметри, що діагностуються

При безперервному вимірюванні температури газів на вході в теплообмінник підігріву місцевої води, що порівнюються з еталонним значенням рівня функціонування, з використанням логічної структури в межах циклу запропоновано виконувати включення чи відключення пластин теплообмінника щодо підтримки температури місцевої води на основі здобутої інформаційної оцінки (1), (2), відповідно (рис. 5).

Підтвердження правильності прийнятих рішень виконано на основі запропонованої структурної схеми ідентифікації стану когенераційної системи (рис. 6), що розроблена на основі графа причинно-наслідкових зв'язків [2, 10].

Так, наприклад, при зниженні температури газів на вході з теплообмінник з 140 °C до 134 °C

та зниженні температури зворотної води з 60 °C до 56 °C, що обумовлено зменшенням частоти обертання двигуна повітряного вентилятора щодо зміни витрати повітря, що подається на підігрів з 1,8 кг/с до 1,68 кг/с [10], необхідно прийняти рішення на зміну кількості пластин теплообмінника з 36 на 44 щодо входження в допуск другого рівня функціонування для підтримки температури місцевої води, що подається на підігрів повітря (рис. 7).

Здобуття ж підсумкової інформації (3) при температурі газів на вході в теплообмінник – 120 °C, а температурі зворотної води – 55 °C свідчить про завершення процесу сушки деревини та надає можливість з використанням інформаційної оцінки (4) входження в допуск першого рівня функціонування другого контуру когенераційної системи щодо зміни кількості пластин теплообмінника з 52 до 36 для підтримки підігріву повітря щодо сушки завантаженої свіжої деревини (рис. 8).

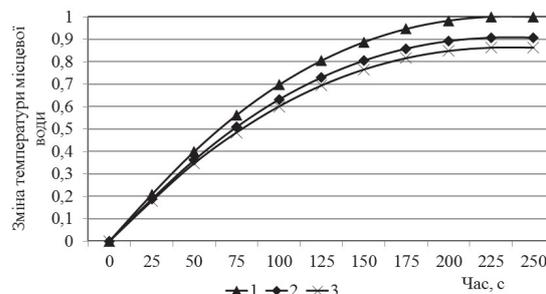


Рис. 7 – Контроль працездатності та підтвердження стану когенераційної системи при переході з першого рівня функціонування на другий рівень: 1 – допуск першого рівня функціонування; 2 – допуск другого рівня функціонування та ідентифікація нових умов функціонування щодо переходу з першого рівня функціонування на другий рівень; 3 – прийняття рішення щодо зміни кількості пластин з 36 на 44

На основі запропонованої архітектури когенераційної системи (рис. 1) та розроблених структурних схем (рис. 2, 4–6), що апробовані для підтримки функціонування другого контуру когенераційної системи для фіксованого інтервалу часу, розроблено інтегровану систему підтримки температури місцевої води при безперервному вимірюванні температури газів на вході в теплообмінник та температури зворотної води (рис. 9). Оцінка зміни температури місцевої води дозволяє приймати рішення на зміну поверхні теплообміну теплообмінника впродовж терміну сушки деревини та підтримувати відвантаження висушеної деревини та завантаження свіжого матеріалу.

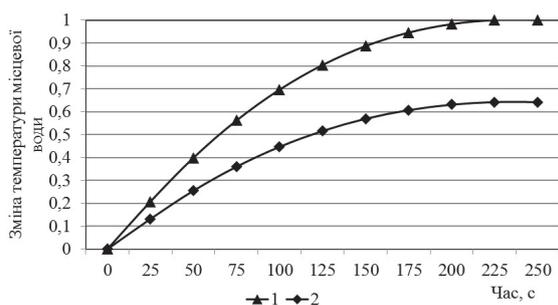


Рис. 8 – Контроль працездатності та підтвердження стану когенераційної системи щодо зміни режимних умов функціонування: 1 – допуск першого рівня функціонування та підтримка завантаження свіжої сировини; 2 – підтримка відвантаження висушеної деревини

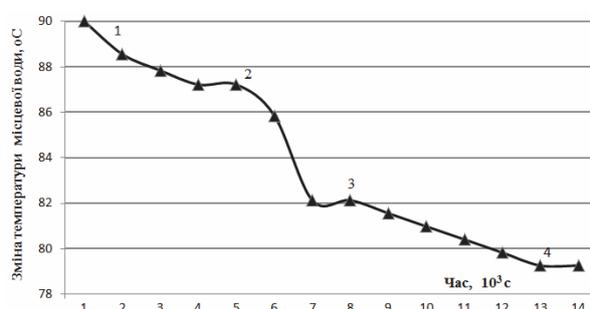


Рис. 9 – Інтегрована система підтримки температури місцевої води: 1 – завантаження свіжої деревини; 2, 3 – підтримка сушки деревини щодо переходу з першого рівня функціонування на другий та з другого рівня функціонування на третій, відповідно; 4 – відвантаження висушеної деревини

Так, наприклад, рівень підтримки зміни температури місцевої води 1 (рис. 9) забезпечує підігрів 1,8 кг/с повітря в термін часу від завантаження свіжої деревини до підігріву повітря до 82 °C [10]. Прийняття рішення на зменшення частоти обертання двигуна повітряного вентилятора щодо зміни витрати повітря, що подається на підігрів з 1,8 кг/с до 1,68 кг/с [10] відповідає зниженню температури газів на вході з теплообмінник другого контуру когенераційної системи з 140 °C до 134 °C та зниженню температури зворотної води з 60 °C до 56 °C. В цей термін часу прийнято рішення на зміну кількості пластин теплообмінника з 36 на 44 щодо входження в допуск рівня функціонування 2 (рис. 9) когенераційної системи для підтримки температури місцевої води, що подається на підігрів повітря. При подальшому зменшенню частоти обертання електродвигуна повітряного вентилятора впродовж терміну сушки деревини та відповідному прийняттю рішень на зміну витрати повітря на підігрів [10] здобута інтегрована система зміни температури місцевої води (рис. 9) дозволяє на основі прийняття рішень на зміну кількості пластин теплообмінника виконувати зміну рівня функціонування 2 на рівень функціонування 3. В термін

часу 13200 с при температурі повітря, що подається на підігрів, на рівні 74 °C [10] прийняття рішення на відвантаження висушеної деревини відповідає зміні температури газів на вході в теплообмінник другого контуру когенераційної системи – 120 °C та температурі зворотної води – 55 °C, що підтримує завершення процесу сушки деревини з використанням рівня функціонування 4 (рис. 9) та надає можливість входження в допуск рівня функціонування 1 щодо зміни кількості пластин теплообмінника з 52 до 36 для підтримки підігріву повітря щодо сушки завантаженої свіжої деревини (рис. 9).

Обговорення результатів

В результаті проведених досліджень на основі запропонованої архітектури когенераційної системи виконано комплексне математичне моделювання динаміки теплообмінника другого контуру підігріву місцевої води при вимірюванні температури газів та температури зворотної води на вході в теплообмінник. Визначено граничну зміну температури місцевої води для встановлених рівнів функціонування когенераційної системи. Розроблено системи контролю працездатності когенераційної системи щодо підтримки зміни температури місцевої води для фіксованого інтервалу часу. Розроблено інтегровану систему підтримки температури місцевої води при вимірюванні температури газів на вході в теплообмінник та температури зворотної води щодо зміни кількості пластин теплообмінника впродовж сушки деревини при встановленому терміні відвантаження висушеної деревини та завантаження свіжого матеріалу. Забезпечено підтримку співвідношення виробництва електричної енергії та теплоти, що при безперервному функціонуванні когенераційної системи, надає можливість додаткового вироблення енергії. Представлені дослідження, що є продовженням роботи в напрямку узгодження виробництва та споживання біопалива [2, 10], можуть бути апробовані для когенераційних систем різної потужності.

Висновки

В результаті проведених досліджень встановлено, що:

1) Виробництво пелетного палива у складі когенераційної системи потребує підтримки співвідношення виробництва електричної енергії та теплоти при використанні зміни частоти обертання електродвигуна повітряного вентилятора щодо зміни витрати повітря, що подається на підігрів, для сушки деревини.

2) Запропоновано архітектуру когенераційної системи, що має у своєму складі основу – динамічну підсистему, яка включає когенераційну

установку, теплообмінник другого контуру підігріву місцевої води, сушильну установку, теплообмінник підігріву повітря, повітряний вентилятор та блоки розряду, заряду, оцінки функціональної ефективності, що знаходяться в узгодженій взаємодії з динамічною підсистемою.

3) Виконано комплексне математичне моделювання динаміки теплообмінника другого контуру підігріву місцевої води при вимірюванні температури газів та температури зворотної води на вході в теплообмінник. Визначено граничну зміну температури місцевої води для встановлених рівнів функціонування на основі розробленої структурної схеми.

4) Виконано контроль працездатності та підтвердження нових умов функціонування когенераційної системи на основі здобуття функціональної оцінки зміни температури місцевої води в умовах зміни витрати повітря на підігрів для сушки деревини.

5) Розроблено структурну схему та виконано підтримку температури місцевої води на рівні прийняття рішень. Особливістю цієї схеми є порівняння температури газів на вході в теплообмінник, що вимірюється, з еталонним значенням та визначення підсумкової інформації щодо прийняття рішень.

6) Розроблено інтегровану систему підтримки температури місцевої води при вимірюванні температури газів на вході в теплообмінник та температури зворотної води щодо зміни калкості пластин теплообмінника та забезпечення підтримки відвантаження висушеної деревини та завантаження свіжого матеріалу.

7) Підтримка співвідношення виробництва електричної енергії та теплоти надає можливість наприклад, в умовах функціонування когенераційної системи номінальною потужністю 115 кВт при виробництві 5,8 тис. т пелет з деревини в рік знизити собівартість виробництва енергії в межах 20–30 %.

Список літератури

- 1 Гелету́ха, Г. Г. Биоэнергетика в Украине: современное состояние и перспективы развития. Часть 2 / Г. Г. Гелету́ха, Т. А. Железная, П. П. Кучерук, Е. Н. Олейник, А. В. Трибой // Промышленная теплотехника. – 2015. – Т. 37, № 3. – С. 65–73. – ISSN 0204-3602.
- 2 Чайковська, Є. Є. Розробка енергозберігаючої технології підтримки функціонування біодизельної установки у складі когенераційної системи / Є. Є. Чайковська // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2016. – № 1/8(79). – С. 4–11. – ISSN 1729-3774. – doi: 10.15587/1729-4061.2016.59479.
- 3 Трошин, А. Г. Развитие процессов и оборудования для производства топливных брикетов из биомассы / А. Г. Трошин, В. Ф. Моисеев, И. А. Тельнов, С. И. Завинский // Восточно-Европейский журнал

- передовых технологий. – 2010. – № 8/45(3). – С. 36–40. – ISSN 1729-3774.
- 4 Bhattarai, Sujala. Simulation Study for Pneumatic Conveying Drying of Sawdust for Pellet Production / Sujala Bhattarai, Jae-Heun Oh, Seung-Hee Euh, Dae Hyun Kim, Liang Yu // Drying Technology. – 2014. – Vol. 32. – p. 1142–1156. – ISSN 0737-3937. – doi: 10.1080/07373937.2014.884575.
 - 5 Laurila, Jussi. Compression drying of energy wood / Jussi Laurila, Havimo Mikko, Lauhanen Risto // Fuel Processing Technology. – 2014. – Vol. 124. – p. 286–289. – ISSN 0378-3820. – doi: 10.1016/j.fuproc.2014.03.016.
 - 6 Yuping, Liu. Application of the self-heat recuperation technology for energy saving in biomass drying system / Liu Yuping, Aziz Muhammad, Kansha Yasuki, Bhattacharya Sankar, Tsutsumi Atsushi // Fuel Processing Technology. – 2014. – Vol. 117. – p. 66–74. – ISSN 0378-3820. – doi: 1016/j.fuproc.2013.02.007.
 - 7 Wang, Hai-tao. Study of Immune PID Controller for Wood Drying System / Hai-tao Wang, He-ming Jia // 2013 International Conference on Communication Systems and Network Technologies. – 2013. – p. 827–831. – ISBN 1-4673-5603-9. – doi: 10.1109/csnt.2013.176.
 - 8 Zhongfu, Tian. Research on control system of wood drying based on BP Neural Network / Tian Zhongfu, Li Yuehua // Proceedings 2013 International Conference on Mechatronic Sciences, Electric Engineering and Computer(MEC). – 2013. – p. 36–38. – ISBN 4-4799-2564-3. – doi: 10.1109/mec.2013.6885046.
 - 9 Perre, Perre. Drying of Wood: Principles and Practices / Patrick Perre, Roger Keeey // Handbook of Industrial Drying. – 2014. – p. 797–846. – ISSN 978-1-4665-9665-8. – doi: 10.1201/b17208-44.
 - 10 Чайковська, Є. Є. Development of energy-saving technology maintaining the functioning of a drying plant as a part of the cogeneration system / Є. Є. Чайковська // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2016. – Т. 3, № 8(81). – С. 42–46. – ISSN 1729-3774. – doi: 10.15587/1729-4061.2016.72540.

Bibliography (transliterated)

- 1 Heletuha, H. H., Gelieznaia, T. A., Kuchtruk, P. P., Olienic, E. N. and Triboi, A. B. (2015), "Bioenergetika v Ukraine : sovremennoe sostojnie i perspective razvitija. Chast' 2 [Bioenergy in Ukraine: Current State and Prospects for Development. Part 2]", *Promyshlennaja teplotechnika [Industrial Heat Engineering]*, No. 3(37), pp. 65–73, ISSN 0204-3602.
- 2 Chaikovskaya, E. E. (2016), "Rozrobka energozberigajuchoi tehnologii pidtrimki bidizelnoi ustanovki u skladi kogeneracijnoi sistemy [The development of energy-saving technology support operation of biodiesel plant of the composition of cogeneration system]", *Vostochno-Evropskij zhurnal peredovih tehnologij [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies]*, No. 1/8(79), pp. 4–11, ISSN 1729-3774, doi: 10.15587/1729-4061.2016.59479.
- 3 Trohin, A. H., Moiseiev, V. F., Telnov, I. A. and Zavinski, S. I. (2010), "Razvije processov i oborudovaniy dlja proizvodstva toplivnih briketov iz biomassy [Development of processes and equipment for the production of fuel pellets from biomass]", *Vostochno-*

- Evropejskij zhurnal peredovich tehnologij [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies]*, No. 8/45(3), pp. 36–40, ISSN 1729-3774.
- 4 **Bhattarai Sujala, Jae-Heun Oh, Seung-Hee Euh, Dae Hyun Kim, Liang Yu** (2014), "Simulation Study for Pneumatic Conveying Drying of Sawdust for Pellet Production", *Drying Technology*, No. 32, pp. 1142–1156, ISSN 0737-3937, doi: 10.1080/07373937.2014.88457.
 - 5 **Jussi Laurila, Havimo Mikko, Lauhanen Risto** (2014), "Compression drying of energy wood", *Fuel Processing Technology*, No. 124, pp. 286–289, ISSN 0378-3820, doi: 10.1016/j.fuproc.2014.03.016.
 - 6 **Liu Yuping, Aziz Muhammad, Kansha Yasuki, Bhat-tacharya Sankar, Tsutsumi Atsushi** (2014), "Application of the self-heat recuperation technology for energy saving in biomass drying system", *Fuel Processing Technology*, No. 117, pp. 66–74, ISSN 0378-3820, doi: 10.1016/j.fuproc.2013.02.007.
 - 7 **Hai-tao Wang, Heming Jia** (2013), "Study of Immune PID Controller for Wood Drying System", *2013 International Conference on Communication Systems and Network Technologies*, pp. 827–831, ISBN 1-4673-5603-9. – doi: 10.1109/csnt.2013.176.
 - 8 **Zhongfu, Tian, Li Yuehua** (2013), "Research on control system of wood drying based on BP Neural Network" *Proceedings 2013 International Conference on Mechatronic Sciences, Electric Engineering and Computer (MEC)*, pp. 36–38, ISBN 4-4799-2564-3, doi: 10.1109/mec.2013.6885046.
 - 9 **Patrick Perre, Roger Keey** (2014) "Drying of Wood: Principles and Practices", *Handbook of Industrial Drying*, pp. 797–846, ISSN 978-1-4665-9665-8, doi: 10.1201/b17208-44.
 - 10 **Chaikovskaya, E. E.** (2016), "Development of energy-saving technology maintaining the functioning of a drying plant as a part of the cogeneration system", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, No 3/8(81), pp. 42–46, ISSN 1729-3774, doi: 10.15587/1729-4061.2016.72540.

Відомості про автора (About author)

Чайковська Євгенія Євстафіївна – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Одеський національний політехнічний університет, доцент кафедри теоретичної, загальної та нетрадиційної енергетики; м. Одеса, Україна; e-mail: eechaikovskaya@gmail.com, ORCID 0000-0002-5663-2707.

Chaikovskaya Eugene – Candidate of Technical Sciences (Ph.D.), Senior Researcher, Odessa National Polytechnic University, Associate Professor, Department of Theoretical, general and alternative energy, Odessa, Ukraine.

Будь ласка посилайтеся на цю статтю наступним чином:

Чайковська, Є. Є. Контроль працездатності когенераційної системи на пелетному паливі / **Є. Є. Чайковська** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 11(1233). – С. 87–94. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.14.

Please cite this article as:

Chaikovskaya, E. (2017), "Control Working Ability of the Cogeneration System on Pellet Fuel", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 87–94, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.14.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Чайковская, Е. Е. Контроль работоспособности когенерационной системы на пеллетном топливе / **Е. Е. Чайковская** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 11(1233). – С. 87–94. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.14.

АННОТАЦИЯ Предложена интегрированная система поддержания температуры местной воды при измерении температуры газов и температуры обратной воды на входе в теплообменник второго контура когенерационной системы. Принятие решений на изменение количества пластин теплообменника позволяет поддерживать соотношение производства электрической энергии и теплоты при использовании изменения частоты вращения электродвигателя воздушного вентилятора для изменения расхода воздуха, подающегося на подогрев для сушки древесины. Такой подход позволяет, например, в условиях функционирования когенерационной системы мощностью 115 кВт снизить себестоимость выработанной энергии до 20–30 %.

Ключевые слова: когенерационная установка, пеллетное топливо, контроль работоспособности, принятие решений.

Надійшла (received) 10.02.2017

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT

<i>Shubenko O., Babak M., Senetskiy O., Sarapin V.</i> Estimating the Engineering and Technical Performances for the Stage Thermal Circuit of Turbine Unit Operating on Low-Boiling Working Media	6
<i>Chernousenko O., Butovsky L., Peshko V., Moroz O.</i> The Geometric Model and Boundary Conditions of Heat Transfer of the High Pressure Rotors of the Turbine T-100/120-130 of the PJSC "Kharkiv HPS-5"	16
<i>Goloshchapov V., Kotul'ska O., Paramonova T.</i> Appropriateness of the Use of End Seals with Crossed Crests for the High Pressure Cylinder	24
<i>Chernousenko O. Yu., Nikulenkova T. V., Nikulenkov A. H.</i> Analysis of the Opportunity for an Increase in the Thermal Power of Power Generating Units of Nuclear Power Plants (Part 2)	29
<i>Yefimov A., Romashov Yu., Kavertsev V.</i> Simulating the Processes of Nonstationary Heat Conductivity in the Heat-Insulated Cylindrical Wall of a Boiler Drum	37
<i>Kozlov A., Stennikov V., Goloshchapov V., Kasilov V., Kasilov O.</i> Cross-flows of air and stack gases in the gaps of regenerative air heater	41
<i>Sheleshey T.</i> The Methods Used to Provide the Reliability of Gas Bleeding Ducts for EPP Boilers	45
<i>Tretiak O., Shut O., Tribushnoy N.</i> Features of Mathematical Modeling of the Thermal State of the Bulb Type Hydrogenerators	49
<i>Petukhov I. I., Sorogin F. G., Shakhov Y. V., Minyachikhin A. V.</i> Power Efficiency of the Gas Turbine Drive of an AI-336 set with the Spraying-Type Cycle Air Cooling System	55
<i>Yudin Yu. A., Subotovich V. P., Yudin A. Yu., Boiarshynov A. Yu.</i> Choosing the Rational Radius Value for the Fillet in the Rotor Blade Root Zone	64
<i>Pysarenko A., Vilinskaya L., Burlak G.</i> Numerical Analysis of the Influence of Humidity on the Heat Distribution in Constructional Materials	68
<i>Belyaeva V., Smalii D.</i> Mathematical Simulation of the Processes of Thermal and Chemical Pollution inside Industrial Premises in Case of Emergency Situation	73
<i>Lysak O.</i> Unregulated Heat Output of a Storage Heater	79
<i>Chaikovskaya E.</i> Control Working Ability of the Cogeneration System on Pellet Fuel	87

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія:
Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

№ 11(1233) 2017

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко
Технічний редактор стар. викл. С.П. Науменко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 21, НТУ «ХПІ»
Кафедра турбінобудування.
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua
<http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/>

Обл. вид. № 8-17.

Підписано до друку 25.03.2017 р. Формат 60x90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 5,0.
Наклад 300. Зам. № . Ціна договірна.

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ДК № 333 від 09.02.2001р.
61023, м. Харків, а/с 10325.
тел. (057) 714-09-08
