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

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 10(1232) 2017

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків НТУ «ХПІ», 2017 Вісник Національного технічного університету «ХШ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – 98 с. – ISSN 2078-774Х.

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. Єпіфанов, 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. Yershov, д-р техн. наук, проф. (USA); О. В. Ефімов, д-р техн. наук, проф.;
- Р. Ligrani, 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

№ 10(1232) 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. 10(1232). – 98 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 Octeber 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 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

3MICT

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

Черноусенко О. Ю., Нікуленкова Т. В., Нікуленков А. Г. Аналіз можливості підвищення теплової потужності енергоблоків атомних електростанцій (Частина 1)
Шубенко А. Л., Маляренко В. А., Бабак Н. Ю., Сенецкий А. В., Сарапин В. П. Разработка каскадной тепловой схемы турбоустановки на низкокипящих рабочих телах для сельской энергетики
<i>Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г., Глядя А. А.</i> Оценка колебаний системы турбоагрегат-фундамент-основание при сейсмических воздействиях
<i>Черноусенко О. Ю., Пешко В. А.</i> Оценка малоцикловой усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5»30
<i>Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н.</i> Изменение условий прогрева ротора ЦВД в области передних концевых уплотнений при пуске из холодного состояния
<i>Третьяк А. В., Шуть А. Ю., Гакал П. Г., Полиенко В. Р.</i> Особенности математического моделирования теплового состояния гидрогенераторов капсульного типа
<i>Тарасов А. И., Литвиненко О. А., Михайлова И. А.</i> Расходные характеристики отверстий, применяемых в системах охлаждения газовых турбин
Волощук В. А. Поглиблений ексергетичний аналіз теплового насоса як елемента системи теплозабезпечення будинку з урахуванням сезонних коливань режимів роботи
<i>Ванеев С. М., Мирошниченко Д. В.</i> Определение области рационального применения вихревых расширительных турбомашин с использованием критериальных комплексов
<i>Ромашов Ю. В., Вецнер Ю. И.</i> Применение метода мерсона для исследования процесса самовоспламенения пылевоздушной смеси
<i>Михайленко Т. П., Немченко Д. А., Дуаиссиа Омар Хадж Аисса, Петухов И. И.</i> Подходы к моделированию теплогидравлических процессов в элементах маслосистемы ГТД
<i>Чередниченко А. К., Ткач М. Р.</i> Влияние климатических факторов на эффективность утилизационной металлогидридной установки двухтопливного малооборотного ДВС газовоза
<i>Кавєрцєв В. Л., Дягілєв В. О.</i> Огляд проблем ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів в промисловому секторі україни та можливі оптимальні шляхи їх вирішення

УДК 621.039.5

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.01

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Т. В. НІКУЛЕНКОВА, А. Г. НІКУЛЕНКОВ

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ ЕНЕРГОБЛОКІВ АТОМНИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ (ЧАСТИНА 1)

АНОТАЦІЯ Для України реалізація резервів збільшення потужності діючих енергоблоків атомних електростанцій є нагальним завданням, рішення якого дозволить підвищити обсяги генерації електроенергії. При цьому, важливу роль відіграє і економічна вигода – підвищення потужності на 1 кВт обходиться приблизно в 10 разів дешевше, ніж вартість будівництва 1 кВт нової потужності. Ще один фактор – це світовий досвід з підвищення потужності. Спираючись на вказану актуальність, в роботі проаналізований міжнародний досвід щодо підвищення теплової потужності енергоблоків AEC, а також приведені основні механізми та інструментарії з реалізації даної модифікації на атомних енергоблоках України. Встановлені рекомендації щодо об'єму необхідних заходів та обґрунтувань, які необхідні для впровадження відповідного рівня підвищення теплової потужності для українських енергоблоків з BBEP-1000 та BBEP-440.

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 1)

ABSTRACT For Ukraine the realization of available reserves to increase the power of operating power units of nuclear plants is a vital problem the solution of which would allow us to increase electric power output. A special role is also played by economic priorities; in particular an increase in power by 1 kW is ten times cheaper in comparison with the construction of 1 kW of new power facilities. One more factor is the world experience in the field of an increase in the thermal power of operating power units of nuclear power plants. Based on the specified urgency this scientific paper analyzes the international experience gained in the field of an increase in the thermal power of the power units for nuclear power plants and describes the main mechanisms and instrumentation required for the realization of the given modification of nuclear power units in Ukraine. The reserves embedded into the project to enable an increase in the thermal power of power units were represented graphically. Recommendations on the scope of appropriate measures to be taken and substantiations required for the implementation of the appropriate level of an increase in the thermal power of Ukrainian power units with water-moderated water-cooled power reactors VVER-1000 and VVER-440 have been given.

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

Вступ

Досвід експлуатації водо-водяних енергетичних реакторів (ВВЕР) як на українських, так і зарубіжних АЕС підтверджує надійну і безпечну роботу основного обладнання, обслуговуючих систем і енергоблоків в цілому. При цьому, фактичні характеристики систем безпеки, активної зони, реактора та реакторної установки, включаючи другий контур, які визначають безпечні умови експлуатації мають запаси. Закладання певних запасів на стадії проектування дозволяє врахувати певні невизначеності, що стосуються обладнання, дій персоналу, а також потенційно врахувати невідомі та непередбачувані механізми деградації чи феномени, що можуть виникнути під час гарантійного часу експлуатації ядерної установки. Досягнений рівень наукових знань у поєднанні з застосуванням сучасного розрахункового інструментарію, а також аналізом досвіду експлуатації надає широкі можливості щодо зменшення консерватизму, який був закладений на етапі проектування.

В даний час значно підвищилася точність теплотехнічних і нейтронно-фізичних розрахунків,

а також точність теплотехнічних вимірювань. Таким чином, склалися об'єктивні передумови для пошуку і реалізації резервів, закладених в проектні основи енергоблоків ВВЕР.

Мета роботи

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

Загальні принципи підвищення потужності діючих енергоблоків АЕС

Реакторні установки з водою під тиском (*PWR*), включаючи ВВЕР, успішно експлуатуються у різних країнах світу. Вони спроектовані з досить великим запасом по основним критичним параметрам та функціям, що забезпечує їх безпечну та надійну експлуатацію. По мірі накопичення досвіду ці запаси можна ефективно використовувати. Виконані наукові дослідження (як в Європі, так і в США), що були спрямовані на виявлення © О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков, 2017 меж експлуатаційної безпеки енергоблоків, показали, що потужність вказаних реакторних установок, без зменшення рівня безпеки, можливо збільшити, в залежності від специфічних особливостей, до 15–20 % [1].

На сьогоднішній день програма з підвищення потужності енергоблоків АЕС реалізована у ряді країн світу. Так, наприклад, на АЕС «Ловіза» (Фінляндія) з реакторами ВВЕР-440 - теплова потужність реакторів збільшена з 1375 до 1500 МВт (109 % від проектної номінальної), на АЕС «Дуковані» (Чехія) з реакторами ВВЕР-440 - виконані роботи з підвищення потужності для енергоблоків № 3, 4 до 105 % від проектної номінальної, на АЕС «Пакш» (Угорщина) з реакторами ВВЕР-440 - виконані роботи з підвищення потужності до 108 %, на АЕС «Богуніце» (Словаччина) з реакторами ВВЕР-440 - виконані роботи з підвищення потужності для енергоблоків № 3, 4 до 107 %. Роботи з підвищення теплової потужності BBEP-1000 до 104 % виконані на енергоблоці №2 Балаковскої АЕС і на енергоблоці № 1 Волгодонської АЕС та продовжуються на всіх інших енергоблоках АЕС Росії з ВВЕР-1000. Аналогічні роботи проводяться в ряді інших європейських країн і США. Це нормальна світова практика.

Якщо розглядати американський досвід, то підвищення потужності енергоблоків на 104 % – це, можна сказати, лише стартова величина. У кожному конкретному випадку комісія приймає обгрунтоване рішення на підставі наданих обгрунтувань щодо можливості підвищення потужності навіть на 20 %.

В Росії пілотною атомною станцією, на якій вперше став втілюватися в життя проект з підвищення потужності енергоблоку, стала Балаковська АЕС. Енергоблоки Балаковської атомної станції вже декілька років працюють на підвищеному рівні потужності – два роки всі чотири енергоблоки на потужності 104 % в режимі досліднопромислової експлуатації, а енергоблок №2 – 4 роки (з них два – в промисловій експлуатації). За цей час вони вже довели свою безпеку при роботі в такому режимі.

В Україні в якості пілотного проекту на Южно-Українській АЕС був проведений аналіз можливості підвищення теплової потужності реактора до 3045 МВт за рахунок виконання комплексу робіт з підвищення точності вимірювання витрати живильної води на 1,0 % і підвищення точності регулювання потужності реактора на 0,5 % [2].

Аналізуючи міжнародний досвід можна виділити наступні три рівня підвищення потужності енергоблоків AEC:

1 Підвищення потужності за рахунок підвищення точності вимірювання.

В даному випадку можливе підвищення потужності до 2 % від номінальної. Підвищення базується на покращенні точності методів вимірювання витрати живильної води. Даний фактор є домінантним і впливає на загальну похибку калориметрування активної зони реакторної установки. Заміна проектних витратомірів на витратоміри підвищеної точності вимірювання витрати живильної води дозволяє підвищити теплову потужність енергоблоку.

2 Підвищення потужності в рамках проектних можливостей енергоблоку.

В даному випадку можливо підвищення потужності до 10 % від номінальної, як правило в межах проектних можливостей енергоблоку AEC, шляхом використання конструкторського запасу, вдосконалення систем вимірювання і технологічних систем.

3 Розширене підвищення потужності.

В даному випадку передбачається модернізація або заміна основного обладнання AEC і забезпечується підвищення електричної потужності на величину до 20 %.

На сьогоднішній день на АЕС України заплановано підвищення потужності по двох з вище перелічених рівнів, а саме:

1) підвищення теплової потужності на 1,5 % від номінальної для: енергоблоків № 1, 2 Южно-Української АЕС; енергоблоків № 3, 4 Рівненської АЕС; енергоблоків № 1, 2 Хмельницької АЕС; енергоблоку № 2 Запорізької АЕС;

2) підвищення потужності на 4 % від номінальної для енергоблоку № 6 Запорізької АЕС (пілотний проект) з подальшим поширенням досвіду на енергоблоки ВВЕР-1000; підвищення потужності до 8 % від номінальної для енергоблоків № 1, 2 Рівненської АЕС.

Згідно встановлених в Україні норм і правил [3] процес підвищення потужності для діючих атомних енергоблоків здійснюється по нижченаведеному алгоритму:

1 Розробка та узгодження з Держатомрегулювання концептуального рішення щодо проведення модифікації.

2 Розробка та узгодження з Держатомрегулювання технічного рішення на монтаж об'єкту модифікації (ОМ):

а) впровадження ОМ (монтаж);

б) проведення комплексних випробувань ОМ в складі ядерної установки.

3 Розробка та узгодження з Держатомрегулювання технічного рішення про введення ОМ в дослідну експлуатацію:

а) дослідна експлуатація;

б) випробування ОМ перед введенням в промислову експлуатацію.

4 Розробка та узгодження з Держатомрегулювання технічного рішення про введення ОМ в промислову експлуатацію.

Держатомрегулювання України – це орган, який здійснює постійний контроль на всіх етапах

проведення модифікації шляхом проведення оцінки безпеки матеріалів та узгодження відповідних технічних рішень, а також безпосереднього нагляду за виконанням модифікацій, внесенням змін в експлуатаційну документацію і навчанням персоналу.

Крім цього важливою умовою при підвищенні потужності є проведення державної експертизи ядерної та радіаційної безпеки (ЯРБ), метою якої є:

 – оцінка відповідності наданих матеріалів фундаментальним та організаційно-технічним принципам і критеріям з ЯРБ;

– оцінка відповідності запропонованих рішень вимогам Законів України, нормативно-

правових актів і стандартів з ЯРБ;

визначення повноти, достатності та обґрунтованості передбачених організаційних і технічних заходів;

 – підготовка об'єктивного та обґрунтованого висновку державної експертизи ЯРБ.

Для підвищення теплової потужності реактора енергоблоку АЕС вводиться в дію «Програма робіт з підвищення теплової потужності реакторів діючих енергоблоків». За умови виконання робіт, передбачених даною програмою, підкріплених аналітичними та розрахунковими обгрунтуваннями, приймається рішення про введення в дослідну експлуатацію енергоблоку АЕС (табл. 1).

Таблиця 1 – Рекомендований перелік заходів з підвищення теплової потужності енергоблоків, передбачених «Програмою робіт з підвищення теплової потужності реакторів діючих енергоблоків AEC до 3045 MBт»

N⁰	Найменування заходів
	Обладнання і системи реакторної установки
1	Провести контрольні вимірювання параметрів енергоблоку і скласти теплові баланси першого та
	другого контурів після заміни засобів вимірювання витрати і температури живильної води
2	Виконати перевірку теплогідравлічних характеристик реактора, парогенераторів, обладнання спец-
	водоочистки першого контуру
	Обладнання турбінного відділення
3	Заміна і монтаж звужуючих пристроїв живильної води
4	Отримати підтвердження від заводу-виготовлювача щодо можливості роботи турбіни з електричним
	навантаженням 1062 МВт. Виконати розрахунок теплової схеми 2-го контуру
	Електротехнічні системи і обладнання
5	Отримати від заводу-виготовлювача турбогенераторів підтвердження щодо можливості тривалої
	експлуатації турбогенератора з електричним навантаженням 1060 МВт
6	Провести теплові дослідження турбогенератора для оцінки теплових характеристик активних еле-
	ментів статора
7	Провести дослідження вібрації для турбогенератора, враховуючи підвищення потужності
	Автоматичні системи управління технологічними процесами
8	Заміна термометрів опору, датчиків вимірювання перепаду тиску на звужуючих пристроях живиль-
	ної води на датчики класу точності 0,25
9	Провести зміни алгоритмів і шкали вимірювання витрати живильної води парогенераторів в мате-
	матичному забезпеченні системи внутрішньо реакторного контролю
10	Опрацювати можливості зміни зони нечутливості автоматичного регулятора потужності до 1 %
10	провести змнии алгоритмив т шкали вимпрования витрати живильної води парогенераторів в мате- матичному забезпеченні системи внутрішньо реакторного контролю Опрацювати можливості зміни зони нечутливості автоматичного регулятора потужності до 1 %

Підвищення встановленої потужності на АЕС з ВВЕР-1000

З метою збільшення вироблення електроенергії за рахунок інженерних запасів основного обладнання при збереженні основних проектних рішень можливе підвищення теплової потужності енергоблоку AEC [4].

Основними резервами підвищення встановленої потужності на AEC з BBEP-1000 є: конструктивні особливості реактора, що дозволяють підняти його теплову потужність; можливість оптимізації схем паророзподілу і живильної води; резерви, закладені в підвищенні рівня потужності парогенераторів, турбоустановки і трансформаторів; можливість оптимізації систем охолодження обладнання; наявність висококваліфікованого персоналу для оперативного та ремонтного обслуговування обладнання.

В проектах енергоблоків ВВЕР-1000 показано виконання критеріїв надійності охолодження твелів в активній зоні реакторів і критеріїв надійності основних систем реакторної установки для режимів з нормальними умовами експлуатації, режимів з порушенням нормальних умов експлуатації і режимів проектних аварій. При виконанні розрахункових обґрунтувань для підтвердження даних критеріїв враховувались: похибки вимірювання і підтримки параметрів реакторної установки; похибки і допуски виготовлення палива; похибки розрахункових методологій для нейтроннофізичного і теплогідравлічного аналізів; похибки кореляційної залежності, яка використовується для визначення коефіцієнту запасу до кризи тепловіддачі тощо.

Вищевказані невизначеності в проектах ВВЕР-1000 закладені з використанням консервативного підходу.

Закладені консервативні проектні запаси, на прикладі теплової потужності ядерної енергетичної установки, графічно представлено на рис. 1.



Рис. 1 – Графічне представлення закладених в проект ядерної реакторної установки консервативних запасів

Досвід з експлуатації ядерного палива і реакторної установки ВВЕР-1000, а також удосконалення розрахункових методик і кодів, уточнення початкових умов (в рамках впровадження нових конструкцій тепловиділяючих збірок), що застосовуються при аналізі безпеки, дозволяє знизити консерватизм, закладений проектом в 70-ті роки для ВВЕР. Наприклад, нова проектна документація на тепловиділяючі збірки вже частково враховує реальні зміни параметрів реакторної установки замість консервативних. Зменшені значення інженерних коефіцієнтів запасу на лінійне навантаження твелів і підігрів теплоносія. В розрахунках режимів з нормальними умовами експлуатації і режимів з порушенням нормальних умов експлуатації витрата через реактор енергоблоку береться по результатах вимірювань під час експлуатації.

Для реалізації вищезазначеного сценарію, окрім зазначеного, щонайменше необхідно провести такі роботи як:

 – заміна звужуючих пристроїв вимірювання витрати живильної води парогенераторів; заміна діючих термометрів опору на термометри опору першого класу точності на трубопроводі живильної води парогенератора з метою зменшення похибки вимірювання температури живильної води;

 – заміна датчиків вимірювання перепаду тиску на звужуючих пристроях вимірювання витрати живильної води парогенератора на датчики класу точності 0,25 з метою зменшення похибки вимірювання витрати живильної води;

 виключення блоку добування кореня і діодних розв'язок в вимірювальному тракті витрати живильної води парогенератора;

 випуск обґрунтованих матеріалів щодо підвищення точності регулювання нейтронної потужності та коригування алгоритмів і програмнотехнічного комплексу АРП (автоматичного регулятора потужності);

 проведення теплових випробувань турбогенератора, парогенератора, турбоживильного насосу, конденсаційного електричного насосу для оцінки теплових характеристик;

 проведення обстежень електротехнічного обладнання (трансформатора, вимикачів, трансформаторів тощо), допоміжного обладнання (систем вентиляції, технічного водопостачання) і проведення інших робіт.

На практиці теплову потужність активної зони безпосередньо виміряти неможливо, тому величина теплової потужності отримується розрахунковим шляхом, за допомогою математичної обробки прямих теплотехнічних і нейтроннофізичних вимірювань в апаратурі СВРК (система внутрішньо реакторного контролю) за спеціальним алгоритмом. В результаті розрахунку отримують середньозважене значення теплової потужності активної зони $N_{\text{акз}}$, яке і використовується в процесі експлуатації енергоблоку. Найбільш точними є теплотехнічні вимірювання, тому регламентом передбачається обов'язкове включення в алгоритм розрахунку $N_{\text{акз}}$ розрахованих значень за параметрами першого і другого контурів ($N_{1\kappa}$, $N_{2\kappa}$).

Похибка визначення $N_{aк3}$ в проекті прийнята 2 %, проте виконана на енергоблоці № 1 Южно-Української АЕС модифікація системи вимірювання параметрів 2-го контуру дозволила істотно зменшити похибку вимірювання витрати та температури, і, отже, точність розрахунку потужності реактора за параметрами 2-го контуру. Таким чином, модифікований алгоритм розрахунку $N_{aк3}$ дає похибку 0,75 % N_{HOM} .

Для впровадження підвищення потужності, що є по своїй сутності модифікацією, необхідно провести аналіз впливу цієї модифікації для режимів: «нормальні умови експлуатації», «порушення нормальних умов експлуатації», «проектні аварії» з точку зору підтвердження неперевищення встановлених меж безпечної експлуатації ядерної енергетичної установки.

Обґрунтування безпеки об'єкту модифікації при підвищенні дозволеної потужності енергоблоків АЕС з реакторами ВВЕР-440 і ВВЕР-1000

В цілому рівень безпеки АЕС і будь-якого технічно складного інженерного об'єкта залежить на практиці від чотирьох чинників: рівня професійної кваліфікації персоналу; рівня фізичного зносу обладнання; ефективності системи управління технологічною та екологічною безпекою AEC. Детальний аналіз усіх зазначених чинників дозволяє зробити висновок про можливість підвищення теплової потужності енергоблоку до 104 % без зниження експлуатаційної надійності і екологічної безпеки.

Безпека модифікації забезпечується наступними факторами:

 відповідністю вимогам нормативних документів прийнятих проектних рішень в частині структури системи і вибору технічних засобів;

– виконанням програм забезпечення якості на всіх етапах впровадження модифікації;

 підтвердженням вимог до обладнання, випробуваннями на всіх стадіях їх створення і введення в експлуатацію;

 використанням апробованих проектних рішень, технічних і програмних засобів, методик випробувань;

 – експертизою ядерної та радіаційної безпеки документів по створенню і впровадженню модифікованої системи.

При нормальній експлуатації виключення небезпечних наслідків забезпечено суворим дотриманням вимог ТРБЕ (технологічний регламент безпечної експлуатації), експлуатаційних інструкцій і програм.

У зв'язку з тим, що дана модифікація не змінює проектну конфігурацію енергоблоку, порядок експлуатації реакторної установки не змінюється.

Реакторна установка ВВЕР-1000 та пов'язані з нею системи енергоблоку АЕС здатні надійно і безпечно виконувати покладені на них функції при підвищенні номінальної потужності до 3030 МВт та дозволеної потужності до 3045 МВт. Нижче приведений аналіз встановлених обмежень для ядерної енергетичної установки на прикладі енергоблоку № 1 Южно-Української АЕС у розрізі на можливість підвищення теплової потужності на 1,5 %.

Реактор. Експлуатація реактора ВВЕР-1000 обмежена наступними основними граничними технологічними параметрами реакторної установ-ки (РУ):

– максимально допустима теплова потужність реактора (з урахуванням точності підтримки системою регулювання) 3091 МВт;

- максимальний допустимий підігрів ТПК

(теплоносій першого контуру) реакторної установки, середній в реакторі: 30,5 °С;

– максимальний допустимий підігрів ТПК в петлі: 30,7 °С;

– температура теплоносія на вході в реактор не більше 289 °С.

В результаті підвищення величини дозволеної потужності до 3045 МВт збільшення середньої температури першого контуру буде становити не більше 0,4 °С, що не призводить до перевищення вищевказаних обмежень. Модифікація не торкається конструкції і матеріалів реактора.

Головний циркуляційний насос. Внаслідок незмінної витрати в петлях перешкод для підвищення дозволеної потужності на 1,5 % $N_{\text{ном}}$ немає. Модифікація не торкається обладнання, конструкцій і матеріалів головного циркуляційного насоса.

Парогенератор. Підвищення потужності активної зони на 1,5 % викличе підвищення потужності кожного з парогенераторів також в середньому на 1,5 %, що складе +11,25 МВт.

При забезпеченні високої якості живильної води та водно-хімічного режиму, який дозволить зберегти в цілісності теплообмінні трубки, а значить і високу поверхню теплообміну, парогенератори забезпечують додаткову паропродуктивність без порушень проектних параметрів у разі підвищення потужності РУ на 1,5 % $N_{\rm Hom}$.

Турбіна. Турбіна призначена для роботи з реактором BBEP-1000 і тривало може нести як максимальне, так і часткове навантаження.

В даний час, при повністю відкритих регулюючих клапанах, максимально можна підвищити потужність РУ на енергоблоці № 1 до 3070 МВт. З умов роботи системи регулювання турбіни, потужність енергоблоку повинна бути менше максимально можливої, тобто повинен бути запас на регулювання. Модифікація не торкається обладнання, конструкцій і матеріалів паротурбінної установки К-1000-60/1500. По турбінній установці немає обмежень щодо підвищення дозволеної потужності на 1,5 % $N_{\rm Hom}$.

Основне електрообладнання. Виходячи з технічних даних основного електрообладнання і багаторічного досвіду експлуатації зрозуміло, що, при підвищенні теплової потужності реакторів на $1,5 \% N_{\text{ном}}$, основні обмеження в обладнанні електричної частини АЕС можуть виникати по параметрах систем охолодження і допустимих температур обмоток статора генератора; по струмах статора генератора, напрузі статора генератора; по параметрах охолодження обмоток блочних трансформаторів; по температурі металу окремих елементів генератора.

Підтвердження резервів по потужності основного електричного обладнання повинно бути показано шляхом проведення теплових випробувань на основних генераторах з одночасним контролем в схемах власних потреб, на генераторних вимикачах, в обладнанні розподільних пристроїв на потужності 1,5 %·*N*_{ном}.

В рамках робіт з підвищення теплової потужності реакторів діючих енергоблоків АЕС з ВВЕР-1000 до 3120 МВт (104 % від номінальної) необхідно виконати розрахункові та інженерноаналітичні обґрунтування, на підставі результатів яких провести коригування інженерних коефіцієнтів запасу, а також визначити необхідні зміни експлуатаційних меж і комплекс виконуваних заходів.

Реакторна установка ВВЕР-440 та пов'язані з нею системи енергоблоку АЕС здатні надійно і безпечно виконувати покладені на них функції при підвищенні теплової потужності до 1485 МВт. Нижче приведений аналіз необхідних робіт у розрізі можливості підвищення теплової потужності енергоблоків з ВВЕР-440 до 8 %.

Реактор. При експлуатації енергоблоку з потужністю 108 % від номінальної для обладнання і систем реакторної установки необхідно провести додаткові дослідження і виробити рекомендації з впровадження заходів по оптимізації надійної роботи обладнання при збільшенні потужності енергоблоку.

Турбіна. Необхідно розглянути заходи, впровадження яких дозволить збільшити електричну потужність енергоблоку 440 МВт у відповідності із збільшенням теплової потужності реакторної установки, а саме:

 – модернізація вихлопних частин ЦВТ (циліндр високого тиску) і ЦНТ (циліндр низького тиску) на енергоблоках;

 – реконструкція проточної частини ЦНТ турбін;

модернізація системи шарикової очистки конденсаторів турбін енергоблоків;

– заміна регуляторів рівня на енергоблоках.

Оцінка залишкового ресурсу роторів парових турбін обов'язково повинна доповнюватися питаннями залучення маловитратних модернізацій пошкоджених роторів, моніторингом стану роторів в процесі експлуатації, в тому числі в режимі *on-line* [5].

Генератор. При підвищенні потужності реакторної установки до 108 % від $N_{\text{ном}}$ для знаття обмежень по системі охолодження генератора слід розробити проект на нову систему для можливості зниження температури «холодного» газу до +20...+25 °C.

За результатами виконаних модифікацій необхідно розробити:

 проектну документацію по окремих модифікаціях або в цілому по енергоблоку, пов'язаних зі змінами в конструкціях і системах важливих для безпеки;

 – технологічний регламент безпечної експлуатації;

 – інструкції по експлуатації, інструкції з ліквідації аварій з урахуванням їх узгодження при необхідності, з органами Держатомрегулювання.

Висновки

Збільшення теплової потужності реакторів діючих енергоблоків АЕС України проводиться з метою підвищення економічної ефективності роботи АЕС (збільшення вироблення електроенергії) при забезпеченні безпеки реакторної установки не нижче вимог чинних нормативних документів при збереженні основних проектних рішень.

Набутий в даний час значний досвід експлуатації ядерного палива, удосконалення розрахункових методик і кодів, дозволяють уточнити початкові умови, що застосовуються при виконанні аналізу безпеки реакторних установок BBEP-440 і BBEP-1000 та знизити консерватизм раніше закладених проектних рішень.

Досягнутий рівень техніки дозволяє зменшити похибку вимірювань, знизити нечутливість і підвищити точність регулювання параметрів.

Вищевикладене дозволяє обґрунтувати і провести модифікацію, що дозволяє збільшити рівень теплової потужності без зниження рівня безпеки енергоблоку і конструктивних змін в системах та основного обладнання реакторної установки.

Список літератури

- 1 **Хрусталев, В.** А. Повышение мощности энергоблоков АЭС с PWR в США / В. А. Хрусталев // Атомная техника за рубежом. – 1988. – № 5. – С. 10–14.
- 2 КТР.1.0023.3468. Концептуальное технического решение о повышении тепловой мощности реакторов действующих энергоблоков № 1, 2 ОП ЮУАЭС до 3045 МВт». – Киев, 2015. – № КТР.1.0023.3468. – 7 с.
- 3 НП 306.2.106-2005. Вимоги до проведення модифікацій ядерних установок та порядку оцінки їх безпеки. – Київ, 2005.
- Шутиков, А. В. Обоснование способов и эффективности повышения мощности энергоблоков АЭС с ВВЭР выше номинального уровня / А. В. Шутиков, В. А. Хрусталев // Вестник СГТУ. 2006. № 4(20). С. 32–39.
- 5 Comprehensive Rotor Service Life Study for High & Intermediate Pressure Cylinders of High Power Steam Turbines / V. Peshko, O. Chernousenko, T. Nikulenkova, A. Nikulenkov // Propulsion and Power Research. – London, 2016. – 5(4):302–309 (http://dx.doi.org/10.1016/j.jppr.2016.11.008).

Bibliography (transliterated)

- 1 **Khrustalev, V. A.** (1988), "Povyshenie moshchnosti energoblokov AES s PWR v SShA [Power Uprate of NPPs with PWR reactors in the USA]", *Atomnaya tekhnika za rubezhom [Nuclear technology abroad]*, No. 5, pp. 10–14.
- (2015), KTR.1.0023.3468. "Kontseptual'noe tekhnicheskogo reshenie o povyshenii teplovoi moshchnosti reaktorov deistvuyushchikh energoblokov №1, 2 OP YuUAES do 3045 MVt [Conceptual design for

thermal power uprate of reactors at operating SUNPP units N_{2} 1, 2 up to 3045 MW]", No. KTP.1.0023.3468, Kiev, Ukraine.

- 3 (2005), NP 306.2.106-2005. Vimogi do provedennya modifikatsii yadernikh ustanovok ta poryadku otsinki yikh bezpeki [Requirements to modifications of nuclear facilities and procedure for their safety assessment], Kiev, Ukraine.
- 4 **Shutikov, A. V.** and **Khrustalev, V. A.** (2006), "Obosnovanie sposobov i effektivnosti povysheniya

Відомості про авторів (About authors)

Черноусенко Ольга Юріївна – доктор технічних наук, професор, завідуючий 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 1) / О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 6–12. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.01.

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 1)", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 6–12, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.01.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Черноусенко, О. Ю. Анализ возможности повышения тепловой мощности энергоблоков атомных электростанций (Часть 1) / О. Ю. Черноусенко, Т. В. Никуленкова, А. Г. Никуленков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 6–12. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.01.

АННОТАЦИЯ Для Украины реализация резервов увеличения мощности действующих энергоблоков атомных электростанций является актуальной задачей, решение которой позволит повысить объемы генерации электроэнергии. При этом, особую роль играет и экономическая выгода – повышение мощности на 1 кВт обходится примерно в 10 раз дешевле, чем стоимость строительства 1 кВт новой мощности. Еще один фактор – это мировой опыт в области повышения тепловой мощности действующих энергоблоков атомных электрических станций. Опираясь на указанную актуальность, в работе проанализирован международный опыт по повышению тепловой мощности энергоблоков АЭС, а также приведены основные механизмы и инструментарии по реализации данной модификации на атомных энергоблоках Украины. Графически представлены заложенные в проект резервы, позволяющие повышать тепловую мощность энергоблока. Установлены рекомендации по объему необходимых мероприятий и обоснований, необходимых для внедрения соответствующего уровня повышения тепловой мощности для украинских энергоблоков с ВВЭР-1000 и ВВЭР-440.

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

Поступила (received) 15.02.2017

moshchnosti energoblokov AES s VVER vyshe nominal'nogo urovnya [Justification of power uprate approaches above the rated power and their efficiency for NPPs with VVER reactors]", *Vestnik SGTU [Bulletin of the CSTU]*, No. 4(20), pp. 32–39.

5 Peshko, V., Chernousenko, O., Nikulenkova, T. and Nikulenkov, A. (2016), "Comprehensive Rotor Service Life Study for High & Intermediate Pressure Cylinders of High Power Steam Turbines", *Propulsion and Power Research*, London, 2016, No. 5(4), pp. 302–309. УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.02

А. Л. ШУБЕНКО, В. А. МАЛЯРЕНКО, Н. Ю. БАБАК, А. В. СЕНЕЦКИЙ, В. П. САРАПИН

РАЗРАБОТКА КАСКАДНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВКИ НА НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ ДЛЯ СЕЛЬСКОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

АННОТАЦИЯ Предложено совершенствование существующей тепловой схемы малой когенерационной турбоустановки электрической мощностью ~80 кВт путем подключения второго каскада. Приведены результаты расчетных исследований с использованием программного комплекса, разработанного в ИПМаш НАН Украины по оценке показателей мощности и экономичности замкнутых паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах (HPT) с учетом их свойств. Выполнен сравнительный анализ эффективности работы турбоустановки такого типа на когенерационном и конденсационном режимах.

Ключевые слова: энергосбережение, «биоэнергетическое село», низкокипящее рабочее тело, тепловая схема, турбина, электрическая мощность, теплофикационный и конденсационный режимы, тепло уходящих газов котла.

O. SHUBENKO, V. MALYARENKO, M. BABAK, O. SENETSKYI, V. SARAPIN

DEVELOPING THE CASCADE THERMAL CIRCUIT FOR THE TURBINE UNIT OPERATING ON LOW-BOILING WORKING MEDIUM INTENDED FOR AGRICULTURAL POWER ENGINEERING

ABSTRACT The modes of operation of the appropriate cogeneration unit of a low power (~80 kW) whose closed cycle uses a low-boiling working medium have been analyzed. The engineering solution on the improvement of power plant has been suggested. Realization of the two-cascade thermal circuit would allow us to operate mini-heat and power plants (HPP) both during the winter period and in summer provided that the electric power is increased by 20 to 25 kW. The available lowboiling working media for the second cascade were analyzed and those were selected that maximally meet the requirements set to the thermodynamic efficiency, operation performances, ecological safety and the operation reliability. Using the program system developed by the IPMash of the National Academy of Ukraine the team carried out computation investigations of thermal circuits for two-cascade power units. Performances for the power unit operating during the summer period on low-boiling working medium with hot water supply and in the condensation mode have been obtained; the electric efficiency for such modes will be equal on average to 22 % and 27 %, respectively. The computation data for the performances of the second cascade of mini-HPP with the working medium of R-600a were given for 100 % modes and partial modes used for the hot water supply (HWS) that showed the efficiency of the unit operation in the entire loading range. For the regular electric power generation by the cogeneration unit the option of thermal circuit with the parallel mounting of the boiler and the air capacitor at the turbine exhaust duct of the second cascade was calculated that would allow for the operation of the power system in any HWS mode.

Key words: power supply, "biopower village", low-boiling working medium, thermal circuit, turbine, electric power, cogeneration and condensation modes, and heat-carrying boiler gases.

Введение

Современные тенденции в энергетике связаны с использованием возобновляемых источников энергии (ВИЭ) и распределенных системах тепло- и электроснабжения [1, 2].

На сайте Биоэнергетической ассоциации Украины достаточно большое количество публикаций, в которых освещаются все три основных направления использования биомассы: непосредственное сжигание, получение биогаза или жидкого топлива [2–6]; представлены аналитические материалы по проблемам утилизации ВИЭ. В информационных источниках есть примеры и планы реализации соответствующих проектов, в том числе для Украины [7–9].

В обзоре [10] представлена ситуация в мире (по данным 20 ведущих производителей оборудования) по применению энергетических установок на базе ORC (Organic Rankin Cycle, ОРЦ) технологии, которая широко применяется для реализации мини-ТЭЦ на биомассе. Отмечается, что за последние 10 лет, по состоянию на начало 2016 года, спрос на электрогенерирующие установки, при использовании биомассы, с применением ОРЦ технологии вырос более чем в 7 раз [1, 11, 12].

Наибольший интерес к развитию энергетики на базе ОРЦ технологии на биомассе последние годы наблюдается в Германии, Канаде, Италии, Австрии, где введены соответствующие генерирующие мощности. В основном, это установки электрической мощностью до 1 МВт. В 2016– 2018 гг. готовятся к реализации проектов мини-ТЭЦ на базе ОРЦ циклов: Италия, Великобритания, Канада, Россия, Швейцария и др. [10]. Причем отмечается, что в России установки такого типа имеют электрическую мощность до 4 МВт. К сожалению, этот обзор не содержит информации об Украине.

При реализации ОРЦ циклов необходимо учитывать требования, предъявляемые к рабочим телам: термодинамические, эксплуатационные, экономические, экологические. Рабочие тела, полностью соответствующие перечисленным услови-

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

ISSN 2078-774X (print)

ям, найти затруднительно. В каждом отдельном случае выбирают низкокипящее рабочее тело (HPT) с учетом конкретных условий работы машины и предпочтение следует отдавать таким, которые удовлетворяют большинству перечисленных требований [13].

Преимущества ОРЦ технологии

Энергетическая установка на основе ОРЦ включает котел, в котором сжигается биомасса. Продуктами сгорания нагревается НРТ, которое используется в турбине. Этот турбинный цикл имеет следующие преимущества [14–18]:

 – отсутствие высокого давления пара в котле, поэтому обеспечивается безопасная работа котельного агрегата;

 низкие эксплуатационные расходы на техническое обслуживание;

 простое управление, не требуется постоянного присутствия лицензированного оператора;

– высокая эффективность турбины (до 85 %), даже при частичной нагрузке (до 10–20 %);



Рис. 1 – Принципиальная тепловая схема двухкаскадного паротурбинного цикла на НРТ: I – первый контур; II – второй контур; 1, 6 – турбина; 2, 7 – электрический генератор; 3, 8 – конденсатор; 4, 9 – конденсатный насос; 5 – котел



Рис. 2 – Тепловои процесс в 1, S-оиаграмме двухкаскадного паротурбинного цикла на НРТ

 низкие механические напряжения в элементах турбин;

- отсутствует эрозия лопаток;
- не требуется система водоподготовки;
- простая процедура пуска-останова;
- большой ресурс оборудования (> 20 лет).

Таким образом, исследования, связанные с разработкой современного когенерационного энергоисточника на биомассе для обеспечения теплотой и электроэнергией организаций, находящихся в ведении общины (дом совета, школа, медицинский пункт, детский сад, клуб, спорткомплекс и т. д.) является актуальной. Украина имеет все возможности для производства соответствующего оборудования, в перспективе по цене ниже зарубежной (например, на базе ПАО «Турбогаз», г. Харьков, разрабатывающей турбодетандеры).

В настоящем исследовании рассмотрен вопрос совершенствования когенерационной установки с использованием ОРЦ технологии электрической мощностью ~ 80 кВт.

Каскадные паротурбинные циклы

Для увеличения коэффициента использования теплоты сжигаемого топлива возможен вариант реализации ряда замкнутых паротурбинных циклов в одной тепловой схеме – так называемая каскадная схема (каскадное подключение). Это позволяет использовать скрытую теплоту конденсации рабочего тела первого контура в следующем контуре для подогрева и испарения его НРТ с более низким потенциалом (рис. 1) [19]. *Т, S*– диаграмма термодинамического цикла такой электрогенериующей установки приведена на рис. 2.

Общая электрическая мощность установки составит

$$N_{\rm yct.}^{\mathfrak{I}} = N_{I \kappa a c \kappa}^{\mathfrak{I}} + N_{I I \kappa a c \kappa}^{\mathfrak{I}} ,$$

где $N_{Iкаск}^3$, $N_{II/каск}^3$ – электрическая мощность 1-го и 2-го каскадов. Использование второго каскада позволяет увеличить электрическую мощность установки на 40–50 % по отношению к первому каскаду, что приводит к соответствующему росту экономичности всей установки. Потеря теплоты с подогревом в теплообменнике 3 ограничивается только площадью 3'-3–11–11'. Для максимального использования теплоты от рабочего тела первого контура в теплообменнике 3 поддерживается минимальное значение температурных напоров. Уменьшение потерь тепла с недогревами в промежуточных теплообменных аппаратах повышает экономичность двухкаскадной тепловой схемы.

Электрический КПД брутто электрогенерирующей установки такого типа можно определить по формуле

$$\eta_{II\text{yct.}}^{\mathfrak{I}} = \frac{N_{I\text{kack}}^{\mathfrak{I}} + N_{II\text{kack}}^{\mathfrak{I}}}{Q_{\text{подв}}},$$

где $Q_{\text{подв}}$ – количество подведенного тепла в цикле.

Электрический КПД брутто многокаскадной тепловой схемы равен

$$\eta_{n\text{yct.}}^{\mathfrak{I}} = \frac{N_{I\text{kack}}^{\mathfrak{I}} + \ldots + N_{n\text{kack}}^{\mathfrak{I}}}{Q_{\text{подв}}}$$

Однако, в этом случае, ограничениями служат температура и давление конденсации последнего каскада. Электрическая мощность каждого последующего каскада будет составлять 40–50 %, по отношению к предыдущему, при этом увеличение стоимости каскадов будет расти не пропорционально мощности. Последнее ограничивает экономическую целесообразность реализации большого количества каскадов.

Проектирование и моделирование принципиальных тепловых схем

Проектирование принципиальных тепловых схем (ПТС) состоит в определении всех параметров в оборудовании и технологических связях по заданным проектным показателям. Для ПТС новых турбоустановок обычно проводятся полные исследования по рациональному выбору отдельных элементов и всей схемы в целом с оптимизацией наиболее важных параметров. Обычно, при проектировании тепловой схемы турбоустановки рассматриваются следующие вопросы:

выбор начальных и конечных параметров пара;

 – анализ необходимости реализации регенеративного подогрева рабочего тела до оптимальной температуры в подогревателях поверхностного типа (при решении поставленной задачи регенеративный подогрев отсутствует в связи с малыми параметрами рабочего тела);

 – способ восполнения потерь рабочего тела (реализуется путем дозаправки соответствующим фреоном);

 выбор параметров теплоносителя и оптимальной схемы снабжения потребителей горячей водой;

 полезное использование сбросных потоков рабочего тела (когенерация).

Проектными показателями оборудования обычно служат:

– параметры пара и конденсата;

- недогрев в поверхностных теплообменниках;

– КПД оборудования;

 – потери давления рабочего тела (практически отсутствуют, в связи с малыми длинами трубопроводов основного и вспомогательного оборудования).

Тепловые схемы паротурбинных установок (ПТУ) относятся к классу сложных технических систем. Основным способом изучения их внутренней структуры функционирования и внешних связей с окружающей средой, в настоящее время, является математическое моделирование.

Для решения поставленной задачи в работе использованы математическая модель и базовый программный комплекс для исследования замкнутых паротурбинных циклов, разработанный в ИПМаш НАН Украины и адаптированный авторами к условиям компоновки и эксплуатации различного оборудования, в том числе к условиям реализации тепловых схем, в замкнутых циклах, в которых используются НРТ [20–22]. Для заданных расчетных условий учтены термодинамические особенности фреонов, используемых при реализации ПТУ. Модель позволяет оценить электрическую мощность и КПД установки в зависимости от выбранного рабочего тела [23].

Объект и цель исследования

В качестве рабочего тела в ОРЦ цикле обогреваемой газами котла, работающего на биомассе, многими производителями органических турбин применяется диатермическое масло или его близкий аналог силикатное масло (*MDM*) [11, 24]. *P*, *h*– диаграмма с процессом расширения рабочего тела в турбине представлена на рис. 3. Как видно, *MDM* имеет существенный отрицательный наклон пограничной кривой.

Объектом исследования выбрана типовая схема ОРЦ контура с низкокипящим рабочим телом – *MDM*, представленная на рис. 4 с указанием значений основных расчетных характеристик.

Из рис. 4 видно, что температура *MDM* на входе в котел достаточно высока, температура уходящих газов, при этом не менее 180 °C. Для повышения эффективности работы котла тепловой потенциал этих газов необходимо использовать.



Рис. 3 – Р, h–диаграмма для MDM с указанием процесса расширения пара в турбине



Рис. 4 – Принципиальная тепловая схема исходной когенерационной установки с ОРЦ контуром: 1 – турбина; 2 – электрический генератор; 3 – рекуператор; 4 – конденсатор (бойлер); 5 – конденсатный насос; 6 – котел

Параметры пара МDМ перед турбиной 12 бар и 280 °С выбраны вблизи критической точки на кривой насыщения (тепловая мощность котла 500 кВт). Расширение пара *MDM* в турбине реализуется до давления (0,17 бар) при температуре 230,5 °С с последующим охлаждением в рекуператоре до температуры 137,8 °С, при этом давлении температура конденсата составляет 90 °С. В рассматриваемой тепловой схеме теплота конденсации рабочего тела (МДМ) эффективно используется после рекуператора для подогрева сетевой воды, направляемой на теплоснабжение. Электрический КПД замкнутого ОРЦ цикла базовой установки (без учета КПД котла на биомассе ~85 % [18, 25]) составляет ~16 %. Полезная электрическая мощность (при мощности сетевого и конденсатного насосов ~20 кВт), генерируемая для потребителей ~64 кВт. На теплоснабжение отпускается ~373 кВт (0,32 Гкал/ч).

В летний период, потребность в таком количестве отпускаемого тепла отсутствует, и возникает вопрос о работоспособности предложенной однокаскадной ОРЦ схемы.

Таким образом, можно сформулировать следующие цели работы при условии постоянного расхода топлива и поддержании номинальной электрической мощности контура на *MDM*:

 выбор рабочих тел под соответствующие параметры источника теплоты;

 – разработка рациональной компоновки тепловой схемы;

 – расчетные исследования энергетической установки в зависимости от режима эксплуатации;

 – анализ полученных результатов и выбор наиболее подходящего рабочего тела.

Расчетные исследования тепловых схем паротурбинных циклов на различных рабочих телах выполнены с учетом физических и термодинамических свойств рассматриваемых НРТ.

Выбор рабочего тела второго контура и его параметров. Усовершенствованная тепловая схема

Как отмечалось ранее, выбор рабочих тел для второго контура ОРЦ цикла осуществлялся с учетом предъявляемых требований.

Подбор параметров второго контура проводился исходя из результатов проведенного анализа работы когенерационной установки (рис. 4).

При подборе параметров НРТ для второго каскада принималось:

 – начальная температура теплоносителя греющего второй каскад, соответствует параметрам пара на выходе из рекуператора (см. рис. 4);

 температура рабочего тела на выходе из турбины обеспечивает температурный график горячего водоснабжения, а при конденсационном режиме – отвечает возможностям системы охлаждения.

Начальное давление пара для второго каскада выбрано в соответствии с принятой температурой по тепловым диаграммам, с таким расчетом, чтобы действительный процесс расширения пара заканчивался вблизи пограничной кривой сухости.

На рис. 5 представлена двухкаскадная тепловая схема исследуемой энергоустановки после подключения второго контура к основному (рис. 4).



Рис. 5 – Принципиальная тепловая схема энергоустановки, усовершенствованной вторым ОРЦ контуром: 7, 8, 9, 10 – задвижки; 11 – турбина; 12 – генератор; 13, 14 – конденсатор-испаритель; 15 – конденсатный насос; 16 – конденсатор

При закрытии задвижек 7, 8 и открытии задвижек 9, 10, греющая среда после рекуператора 1-го каскада направляется в подогреватели 13 и 14 (рассчитываются как один подогреватель, в котором происходит процесс нагрева и конденсации), где рабочее тело второго каскада нагревается до параметров, необходимых на входе в турбину 11 с электрогенератором 12. Далее, после турбины, НРТ в перегретом состоянии направляется в подогреватель 16, где и конденсируется, отдавая скрытую теплоту конденсации воде для горячего водоснабжения (ГВС). Конденсатный насос 15 поднимает давление НРТ и направляет его в подогреватель 13, цикл замыкается.

Работа второго каскада может быть реализована как в зимний, так и в летний периоды, при этом турбина 1-го каскада всегда работает на номинальной мощности.

Электрическая мощность второго каскада является целевой функцией проведения дальнейших исследований. Изменение значения последней, при варьировании параметрами пара на входе в турбину 2-го каскада на различных НРТ, должно показать целесообразность реализации двухкаскадной тепловой схемы.

Расчетные исследования

Согласно поставленной задаче, проведены расчетные исследования для различных рабочих тел. В качестве примера представлены результаты с применением для замкнутого паротурбинного цикла R-600a, по своим термодинамическим свойствам подходящего для случая реализации энергетической установки при заданных условиях. *P*, *h*–диаграмма для R-600a представлена на рис. 6.

На рис. 7 и 8 представлены варианты тепловой схемы исследуемой энергоустановки с расчетными характеристиками при работе в летний период (теплообменник 4 – отключен) на ГВС и конденсатор, охлаждаемый циркуляционной водой (конденсационный режим – K), соответственно.

Исследовались два варианта начала процесса расширения R-600а в турбине 2-го каскада: существенно перегретый пар с параметрами ~120 °С, 20 бар (вариант *1a*, см. рис. 6 и рис. 7), ~115 °С, 20 бар (вариант *1б*) и пар с параметрами близкими к линии насыщения $t_0 = 102$ °С, $P_0 = 20$ бар (вариант *2*, рис. 6). Заканчивались рассматриваемые процессы расширения *1a* и *1б*, соответственно, с параметрами пара $t_{\kappa} = 98,8$ °С, $P_{\kappa} = 11$ бар и $t_{\kappa} = 24$ °С, $P_{\kappa} = 3,5$ бар, а *2–2a* и *2–2б*, соответственно, с параметрами пара $t_{\kappa} = 75,8$ °С, $P_{\kappa} = 10$ бар и $t_{\kappa} = 46,2$ °С, $P_{\kappa} = 3,5$ бар. В первом случае температура конденсации пара 70 °С, во втором – 24 °С.

Смещение процесса расширения пара в турбине 2-го каскада к линии насыщения приводит к снижению параметров R-600a на входе в турбину, при этом на режиме ГВС расход увеличивается с 1,02 до 1,17 кг/с, а электрическая мощность турбины с 20 до 24 кВт; на К режиме расход увеличивается: с 0,74 до 0,92 кг/с, а электрическая мощность турбины с 45 до 49 кВт (рост мощности на 10 %).

В табл. 1 представлены результаты расчета работы 2-го каскада мини-ТЭЦ на R-600a на базовом (выделен жирным) и частичных режимах.



ис. 6 — Р, п–оиаграмма оля к-600а с указаниел процесса расширения пара в турбине



Рис. 7 – Принципиальная тепловая схема энергоустановки с ГВС



Рис. 8 – Принципиальная тепловая схема энергоустановки в конденсационном режиме

Данные табл. 1, позволяют оценить показатели мини-ТЭЦ при работе с частичной нагрузкой ГВС в летний период, а также в начале и конце отопительного периода. Согласно имеющимся данных, летняя нагрузка ГВС рассматриваемой мини-ТЭЦ должна составлять ~0,083 Гкал/ч, то есть второй каскад должен работать на тепловой нагрузке 100 кВт (~30 %), что соответствует режиму работы практически без производства электроэнергии (табл. 1).

Отопительный период на исследуемой мини-ТЭЦ (по имеющимся данным) должен начи-

наться и заканчиваться с нагрузкой 0,149 Гкал/ч (генерация 2-го контура ~6 кВт, см. табл. 1).

В интервале температур наружного воздуха от 0 до +5 °C средняя отопительная нагрузка на исследуемой мини-ТЭЦ составляет 0,206 Гкал/ч (генерация 2-го контура ~12,9 кВт, см. табл. 1).

Таблица 1 – Расчетные характеристики 2-го каскада мини-ТЭЦ с рабочим телом R-600а на 100 % и частичных режимах при наличии ГВС

Подведено		Параметры пара				D	Электрическая мощность		Отпу-
теплоты от	Режим								щено
1-го каскала		на в	ходе	на в	ыходе	R-600a	потребление	гене-	теплоты
т то кискиди		в тур	обину	из ту	рбины		насосом	рация	на ГВС
0	\overline{O}	to	P_{0}	t.	P	D_{0}	$N_{\text{пн}},$	$N_{\rm II}$,	$Q_{\Gamma BC}$,
уподв, иВт	£подв,	°C	Г (), бар	°C	Г к, бар	20, KE/C	кВт	кВт	Гкал/ч
KD1	%	C	Uap	C	Uap	KI/C			
373,8	100	102	20	75,8	10	1,17	3	24	0,293
307	83	95	18,2	72,7	10	1,0	2,2	18	0,249
258	69,7	90	16,5	71,8	10	0,85	1,5	13	0,211
209	56,5	85	14,9	70,8	10	0,7	0,9	8	0,172
161	43,5	80	13,5	69,5	10	0,55	0,5	5	0,133
115	31,1	75	12,1	68,5	10	0,4	0,23	2	0,095

Таблица 2 – Характеристики энергоустановки при работе в летний период второго каскада с различными НРТ на горячее водоснабжение при нагревании MDM в котле первого каскада с 176,7 до 280 °C и его расходе 1,51 кг/с

Рабочее	Расход	Парамет на тур	ры НРТ бину	Расход	Температура обратной/	Электр	оическая м	ощность	Суммарный
тело	в цикле, кг/с	на входе бар/°С	на вы- ходе бар/°С	воды ГВС кг/с (т/ч)	прямой воды ГВС, °С	первого каскада, кВт	второго каскада, кВт	двух каскадов, кВт	КПД двух контуров ¹⁾ , %
R-124	2,06	20/120	9/93,1	2,5 (9,3)	50/80	84,15	23	107,15	23,36
R-134a	1,71	20/99,4	11/77,3	5,2 (18,7)	30/44,5	84,15	19	103,15	22,24
R-142b	1,8	25/124,9	12/92,6	3,35 (10,9)	50/72	84,15	24	108,15	23,64
R-236fa	2,33	20/120	10/98,3	2,47 (8,9)	50/80	84,15	19	103,15	22,24
R-600a	1,02	20/119,7	11/98,8	4,0 (14,4)	50/69,5	84,15	20	104,15	21,96

Таблица 3 – Характеристики энергоустановки при работе второго каскада в летний период с различными НРТ на конденсатор при нагревании MDM в котле первого каскада с 176,7 до 280 °C и его расходе 1,51 кг/с

Рабочее тело	Расход НРТ	Параме на ту	тры НРТ /рбину Расход ох-		Тем-ра охлаж-	Электр	Суммарный электри-		
	в цик-	на выхоле	волы кг/с	дающей	первого	второго	двух	ческий КПД	
10110	ле,	for /0C	for /ºC	(T/II)	воды,	каскада,	каскада,	каскадов,	двух конту-
кг/с	oap/ C	oap/ C	(1/4)	°C	кВт	кВт	кВт	ров ¹⁾ , %	
R-124	1,76	20/120	4,5/74,3	14,05 (50,58)	20/25	84,15	38	122,15	27,56
R-134a	1,53	20/99,3	7/62,7	13,1 (47,16)	20/25,4	84,15	30	114,15	25,32
R-142b	1,4	20/109,7	3,5/47,8	11,5 (41,4)	20/26	84,15	45	129,15	29,52
R-236fa	1,7	20/120	3,0/71,7	13,9 (50,04)	20/25	84,15	41,5	125,65	28,54
R-600a	0,74	20/115	3,5/62,7	15,0 (54)	20/24,5	84,15	42	126,15	28,40

¹⁾ Без учета КПД котла на биомассе.

Выбор эффективного рабочего тела для реализации второго каскада энергоустановки

В результате расчетных исследований определены расходные и параметрические характеристики выбранных НРТ в опорных точках тепловой схемы, а также энергетические показатели мини-ТЭЦ, которые для удобства сравнения представлены в табл. 2 и 3. Из этих таблиц видно, каким образом меняются параметры в замкнутом цикле второго каскада в зависимости от выбранного рабочего тела.

Термодинамические свойства фреонов 2-го контура и параметры пара перед турбиной влияют на характеристики энергоустановки в целом. В зависимости от параметров рабочего тела мощность 2-го контура установки меняется:

– при наличии ГВС в диапазоне 19–24 кВт;

– при сбросе пара в конденсатор 30-45 кВт.

Как видно из таблиц максимальная электрическая мощность 2-го каскада как при наличии ГВС, так и при работе на конденсатор достигается на рабочем теле R-142b. С практической же стороны, поскольку более доступен (дешевый) фреон R-600a, именно его целесообразно использовать для второго каскада энергоустановки. Уменьшение генерации электрической мощности во втором контуре при использовании R-600a, по сравнению с применением R-142b составляет всего ~3 кВт.

Следует отметить, что представленные результаты исследования влияния выбранного рабочего тела на характеристики 2-го каскада и энергоустановки при вариантах работы на ГВС и конденсатор носили в большей мере методический характер.

Это связано с тем, что с одной стороны, вариант работы на ГВС, с точки зрения КПД цикла энергоустановки более выгоден, поскольку в этом случае потери энергии меньше, чем при конденсационном варианте. С другой стороны, для работы В систему ГВС нужно отпускать летом 0,083 Гкал/ч теплоты, причем работа этой системы на теплосеть малой длины летом в ночное время практически невозможна (обратная вода из-за отсутствия водоразбора приходит с температурой близкой к температуре прямой воды) [26]. Выключения летом когенерационной ОРШ энергоустановки в ночное время с 0 до 5-6 часов, существенно, снижает ее экономические показатели.

Решить проблему изменения тепловой нагрузки мини-ТЭЦ на ГВС летом можно, организовав параллельную работу рассматриваемой энергоустановки на ГВС и на конденсатор. Результаты исследования такой установки, работающей на R-600a, представлены далее.

Двухкаскадная энергоустановка при параллельном подключении бойлера ГВС и конденсатора

Как отмечалось ранее, особенностью ГВС является непостоянство тепловой нагрузки в течение суток (ночью водоотбор практически отсутствует), что необходимо учитывать при работе энергетической установки, особенно в летний период. Необходимо учитывать, что не всегда имеется возможность обеспечить охлаждение пара после турбины циркуляционной водой, в связи с этим приведем пример использования воздушного конденсатора (ВК).

Бесперебойный режим работы мини-ТЭЦ можно обеспечить, установив параллельно подогревателю 16 воздушный конденсатор 17 (далее комбинированный вариант). В зависимости от режима работы задвижки 18–21 открываются или закрываются соответствующим образом (рис. 9). На рис. 9 представлены расчетные характеристики

тепловой схемы энергоустановки с рабочим телом R-600a в летний период при таком подключении.



Рис. 9 – Принципиальная тепловая схема энергоустановки с рабочим телом R-600a, комбинированный вариант: 16 – подогреватель горячей воды; 17 – воздушный конденсатор; 18, 19, 20, 21 – задвижки

При максимальной нагрузке ВК (температура наружного воздуха +40 °С) мощность вентиляторов составит 15 кВт, а при максимальной ГВС мощность сетевого насоса принята ~12 кВт (зависит от рельефа местности). Сброс теплоты R-600а после турбины в ВК при отсутствии ГВС приведет к потерям, однако обеспечит работу 1-го контура на номинальном режиме, при покрытии почти всех своих потребностей установкой 2-го каскада, то есть без отпуска теплоты обеспечит отпуск потребителям ~82 кВт электрической мощности (КПД нетто энергоустановки ~14 %).

Особенностью такой установки является возможность ее работы не только в летний период, но и в зимний. В отопительный период первый каскад работает с номинальной нагрузкой вне зависимости от температуры наружного воздуха, а второй каскад на R-600а должен обеспечивать теплоснабжение и ГВС (по аналогии с тепловым пунктом), излишки же теплоты сбрасываются в ВК. В табл. 4 представлены основные энергетические характеристики оборудования исследуемой мини-ТЭЦ на основных режимах.

Как видно из данных табл. 4, самый неэффективный режим работы мини-ТЭЦ по комбинированной схеме (КПД = 14 %) – это чисто конденсационный режим, который имеет место летом в ночной период, его суточная продолжительность с 0 до 5 часов ночи. Режим ГВС, реализуемой в конце суток (обозначен в табл. 4 как летний), имеет более чем в два раза лучше КПД (29 %) по сравнению с чисто конденсационным режимом. Самый эффективный режим работы мини-ТЭЦ по комбинированной схеме (КПД = 72,5 %) реализуется при температуре наружного воздуха менее чем минус 5 °С (режим 3, в табл. 4). В этом случае ВК отключен и в нем нет потерь теплоты.

Режимы *1* и *2* в табл. 4 реализуются в начале отопительного периода и характеризуются средними показателями между летним режимом и зимним 3.

Пользуясь данными табл. 4, можно определить экономическую эффективность работы мини-ТЭЦ с комбинированным вариантом схемы. Технико-экономический расчет показателей, исследуемой энергоустановки, будет представлен в следующей публикации.

Таблица 4 – Энергетические затраты двухкаскадной энергоустановки на расчетных режимах при комбинированной схеме (Запорожский регион)

ппрова	mon exeme (sunopower	kini pernon)			
N⁰	Температура	Продолжи-			
режи-	наружного	тельность	Электрическ	ая мощность	количество теплоты,
ма	воздуха, °°С	режима, ч	генерация, кВт	потребляемая	подведенное ко 2-му
	-		* ·	питательным	каскаду, кВт (Гкал/ч)
				насосом, кВт	-
	+5 <	3615			
лето	+5 < ніч	951 (5 ч)			
1	15 18	((0)	04.2	0	373,8
	+5+8	009	84,2	8	(0,3212)
2	0+5	1514			
3	< -5	2007			
			2-й каскад		
N⁰		Электрическая	мощность:		Потери теплоты
режи-	генерация, кВт	потребляемая	потребляемая	потребляемая	в ВК, кВт
ма		вентилятором	конденсатным	сетевым	
		ВК, кВт	насосом, кВт	насосом, кВт	
лето		13		10	244,4
		15		0	341.1
	24	15	3	0	541,1
1	24	8,7	5		167,6
2		7,5		12	101
3		0			0
			Мини-ТЭЦ		
N⁰	Доля затрат на произ-	Отпускаемая	Отпускаемая	Температура	КПД нетто
режи-	водство электроэнер-	электрическая	теплота потреби-	прямой воды, °С	термический
ма	гии	мощность, кВт	телям, Гкал/ч		
лето	0,434	74,2	0,083	70	0,290
1010	1	82,2	0	_	0,140
1	0,306	76,5	0,149	48	0,425
2	0,246	77,7	0,206	56	0,540
3	0,200	85,2	0,293	68	0,725

Выводы

Исследовалась возможность утилизации 500 кВт тепловой мощности, получаемой от котла на биомассе, с помощью когенерационной энергоустановки на базе турбинного цикла с НРТ, предлагаемой для автономного электро- и теплоснабжения общественных зданий небольших населенных пунктов.

В качестве рабочего тела в исходной тепловой схеме принят теплоноситель *MDM* с докритическими параметрами, генерируемая электрическая мощность составила 84,15 кВт (КПД НРТ цикла брутто 16,9%), количество тепла, отпускаемого потребителям 0,321 Гкал/час. Высокая температура *MDM* за турбиной, проблемы обеспечения ГВС в летний период привели к решению о реализации второго каскада турбинного цикла на НРТ.

Исследованы возможности повышения электрического КПД энергоустановки за счет двухкаскадного турбинного цикла на НРТ и выбора различных рабочих тел: R-124, R-134a, R-142b, R-236fa, R-600a, а также параметров пара низкокипящого рабочего тела перед турбиной (значительно перегретый пар или пар с параметрами близкими к линии насыщения в докритической области). Анализировалось два варианта реализации тепловой схемы энергоустановки: с отпуском теплоты температурой 70 °C (ГВС) и чисто конденсационный режим.

Как показали расчеты, для исследованных рабочих тел при схеме для ГВС электрическая мощность, генерируемая 2-м каскадом, находилась

в диапазоне 19–24 кВт, при конденсационном режиме – 30–45 кВт.

Причем при выборе параметров НРТ перед турбиной на пограничной кривой в области 10–15 °С ниже критической точки, генерация на 2–3 кВт была выше, чем при большем перегреве пара в цикле, причем как при схеме с ГВС, так и конденсационном варианте.

Лучшим для использования, в качестве рабочего тела, при реализации второго контура предлагаемой когенерационной установки, признан фреон R600a, как более доступный (дешевый) и обеспечивающий незначительное уменьшение генерации электроэнергии во 2-м каскаде (до 3 кВт) по сравнению с другими рабочими телами.

Анализ режимов работы малых ТЭЦ в летний период на ГВС с расходом 1/6 теплоснабжения, определил проблемы с работой станции на сеть малой протяженности в ночное время. Предложено для обеспечения непрерывной работы мини-ТЭЦ использовать комбинированную тепловую схему станции, в этом случае 2-й НРТ каскад работает на бойлер для ГВС и воздушный конденсатор (или один из этих аппаратов). Предлагаемое техническое решение обеспечивает круглогодичную работу генерирующего оборудования на постоянной номинальной нагрузке, что способствует ускоренной окупаемости проекта.

Список литературы

- Гелетуха, Г. Г. Анализ энергетических стратегий стран ЕС и мира и роли в них возобновляемых источников энергии. Аналитическая записка БАУ № 13 [Электронный ресурс] / Г. Г. Гелетуха, Т. А. Железная, А. К. Праховник // Биоэнергетическая ассоциация Украины. – 2015. – 18 с. – Режим доступа: www.uabio.org/activity/uabioanalytics. – Загл. с экрана. – 26.11.2016.
- 2 Кожуховский, И. С. Концепция развития инфраструктуры электроснабжения и централизованного теплоснабжения на основе распределенной генерации и когенерации [Электронный ресурс] / И. С. Кожуховский // Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. – 2013. – 29 с. – Режим доступа: http://nnhpe.spbstu.ru/wpcontent/uploads/2015/09/2013 _10_24_АПБЭ.pdf. – Загл. с экрана. – 10.12.2016.
- 3 Мы делаем энергию зеленой! [Электронный ресурс] / Биоэнергетическая ассоциация Украины : официальный сайт. – Режим доступа: http://www.uabio.org/ru/. – Загл. с экрана. – 20.12.2016.
- 4 Гелетуха, Г. Г. Комплексний аналіз технологій виробництва енергії з твердої біомаси в Україні. Частина 1. Солома / Г. Г. Гелетуха, Т. А. Желєзна, О. І. Дроздова // Пром. теплотехніка. 2013. Т. 35, № 3. С. 57–63. ISSN 0204-3602.
- 5 Железная, Т. А. Обзор современных технологий газификации биомассы / Т. А. Железная, Г. Г. Гелетуха // Пром. теплотехника. 2006. Т. 28, № 2. С. 61–75. ISSN 0204-3602.

- 6 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.
- 7 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.
- 8 Дикаленко, М. В Украине масса отходов, достойных называться биотопливом, как и котельных, достойных его использовать [Электронный ресурс] / М. Дикаленко // Ежедневный информационный дайджест «ТЭК И ПРЕССА». 2013. Режим доступа: http://uaenergy.com.ua/post/17054/v-ukrainemassa-othodov-dostojnyh-nazyvatsya. Загл. с экрана. 15.12.2016.
- 9 США инвестируют в строительство 10 міні-ТЕЦ в Харьковской обл. [Электронный ресурс] // Электро-Вести. Портал про электроснабжение. – 2015. – Режим доступа: http://elektrovesti.net/41896 _sshainvestiruyut-v-stroitelstvo-10-mini-tets-v-kharkovskoyobl. – Загл. с экрана. – 12.12.2016.
- 10 Tartière, Thomas. ORC Market: A World Overview [Electronic resource] / Thomas Tartière // Thomas Tartière. – 2016. – Mode of access: http://orc-worldmap.org/ analysis.html. – Title from a screen. – 20.12.2016.
- 11 Мини-ТЭЦ на древесной биомассе. Комбинированное производство электрической и тепловой энергии (когенерация) [Электронный ресурс] / ООО «ВАДО инжениринг» : официальный сайт. – Режим доступа: http://www.vadogroup.com/ index.php/ru/. – Загл. с экрана. – 12.12.2016.
- 12 Obernbergen, I. Obernbergen Ingwald Description and evaluation of the new 1,000 kWel Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass CHP plant in Liens, Austria / I. Obernbergen, P. Thonhofer, E. Reisehofer // Euroheat & Power. - 2002. - Vol. 10. -P. 41-48.
- 13 Базаев, А. Р. Исследование термодинамических свойств смесей технически важных веществ как эффективных теплоносителей в энергетических установках / А. Р. Базаев // ФИЗИКА. – 2007. – CILD XIII, № 1–2. – С. 57–60.
- 14 Утилизация сбросной теплоты ГПА в энергоустановках с низкокипящими рабочими телами / Б. Билека, Е. Васильев, В. Кабков, Д. Костенко, В. Избаш, В. Коломеев // Газотурбинные технологии. – 2002. – № 5. – С. 6–10.
- 15 Редько, А. А. Термодинамические параметры геотермальной электрической станции с бинарным сверхкритическим циклом / А. А. Редько // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2009. – № 4. – С. 81–85.
- 16 Пятничко, В. А. Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии с использованием пентана в качестве рабочего тела / В. А. Пятничко, Т. К. Крушневич, А. И. Пятничко // Экотехнология и ресурсосбережение. – 2003. – № 4. – С. 3–6.

- 17 Гринман, М. И. Перспективы применения энергетических установок малой мощности с низкокипящими рабочими телами / М. И. Гринман, В. А. Фомин // Энергомашиностроение. – 2006. – № 1. – С. 63–69.
- 18 Экономическая эффективность утилизации низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов посредством установки турбины на низкокипящем рабочем теле / А. Л. Шубенко и др. // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 6. – С. 18–26.
- 19 Паротурбинные установки с органическими рабочими телами / М. М. Гришутин, А. П. Севастьянов, Л. И. Селезнев, Е. Д. Федорович. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – 219 с. – ISBN 5-217-00076-7.
- 20 Лыхвар, Н. В. Гибкие математические модели энергоустановок для оптимизации режимов ТЕЦ / Н. В. Лыхвар // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: сб. научн. трудов. – Харьков : Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 2003. – Т. 2. – С. 413–419.
- 21 Лыхвар, Н.В. Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики / Н. В. Лыхвар, Ю. Н. Говорущенко, В. А. Яковлев // Пробл. машиностроения. 2003. № 1. С. 30–41.
- 22 Шубенко, А. Л. Рациональное распределение нагрузок между турбинами энергоузла промышленного предприятия в процессе эксплуатации / А. Л. Шубенко, Н. В. Лыхвар, А. В. Сенецкий // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2009. – № 12(70). – С. 26–34.
- 23 Когенерация в котельных на основе органического цикла Ренкина / С. Ю. Андреев и др. // Комунальне господарство міст. Сер. Технічні науки та архітектура. Харків : ХНАМГ, 2016. № 130. С. 55-64. ISSN 0869-1231.
- 24 Матиюк, Л. Н. Основная концепция: «Биоэнергетическая деревня» [Электронный ресурс] / Л. Н. Матиюк // Специальное агентство по возобновляемым ресурсам (FNR). – Gülzow : Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V., 2016. – 54 с. – Режим доступа: http://saee.gov.ua/sites/default/files/1 Bio.pdf. – Загл. с экрана. – 04.01.2017.
- 25 Твердотопливные котлы с высокотемпературным органическим теплоносителем [Электронный ресурс] / Компания «Феликс Энерджи Групп» представитель в Украине ОАО «Головное специализированное конструкторское бюро по комплексу оборудования для микроклимата»: официальный сайт. – Режим доступа: http://f-g.com.ua /tverdotoplivnye_kotly_s_vysokotemperaturnym_organi cheskim_teplonositelem_html. – Загл. с экрана. – 08.12.2016.
- 26 Соколов, Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов / Е. Я. Соколов. – Москва : Издательский дом МЭИ, 2006. – 472 с.

Bibliography (transliterated)

1 Geletuha, G. G., Zheleznaya, T. A. and Prahovnik, A. K. (2015), "Analiz energeticheskih strategiy stran ES i mira i roli v nih vozobnovlyaemyih 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).

- 2 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/wpcontent/uploads/2015/09/2013_10_24_AΠΕЭ.pdf (accessed 26 December 1016).
- 3 (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 Desember 2016).
- 4 Geletuha, G. G., Zheleznaya, T. A. and Drozdov, O. I. (2013), "Kompleksnyy analiz tehnologiy vyrobnitstva 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.
- 5 Zheleznaya, T. A., Geletuha, G. G. (2006), "Obzor sovremennyih tehnologiy gazifikatsii biomassy [Review of modern biomass gasification technology]", *Prom. teplotehnIka*, Vol. 28, No. 2, pp. 61–75, ISSN 0204-3602.
- 6 Gneushev, V. A., Stadnik, A. S. and Krohmalyuk, Yu. A. (2012), "Logika sooruzheniya i obespecheniya 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.
- 7 Tyurina, E. A. (2013), "Innovatsionnye tehnologii pererabotki biomassy v ekologicheski chistye topliva i elektroenergiyu [Innovative technologies for processing biomass into clean fuel and electricity]", Vozobnovlyaemaya energetika. Puti povyisheniya energeticheskoy i ekonomicheskoy effektivnosti REENROR-2013: mater. Pervogo Mezhdun. foruma 22-23 October 2013 g, pp. 361–363, Ob'edinennyy institut vyisokih temperatur RAN, Moscow.
- 8 Dikalenko, M. (2013), "V Ukraine massa othodov, dostoynyh nazyvatsya biotoplivom, kak i kotelnyh, dostoynyh ego ispolzovat [In Ukraine, the mass of waste is worthy to be called biofuels, as well as boilers, worthy of its use]", *Ezhednevnyy informatsionnyy daydzhest "TEK I PRESSA"*, available at: http://uaenergy.com.ua/post/17054/v-ukraine-massaothodov -dostojnyh-nazyvatsya (accessed 15 December 2016).
- 9 (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-vstroitelstvo-10-mini-tets-v-kharkovskoy-obl (accessed 12 December 2016).
- 10 **Tartière Thomas**. (2016), "ORC Market: A World Overview", available at: http://orc-worldmap.org/analysis.html (accessed 20 December 2016).

- "Mini-TETS 11 (2016), na drevesnoy biomasse Kombinirovannoe proizvodstvo elektricheskoy teplovoy energii (kogeneratsiya) [Mini-CHP wood biomass. Combined production of electricity and heat (cogeneration)]", OOO "VADO inzheniring". Official website of the manufacturer, available at: http://www.vadogroup.com/index.php/ru/, (accessed 12 Desember 2016).
- 12 **Obernbergen, I., Thonhofer, P. and Reisehofer, E.** (2002), "Obernbergen Ingwald Description and evaluation of the new 1,000 kWel Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass CHP plant in Liens, Austria", *Euroheat & Power*, Vol. 10, pp. 41–48.
- 13 Bazaev, A. R. (2007), "Issledovanie termodinamicheskih svoystv smesey tehnicheski vazhnyh veschestv kak effektivnyh teplonositeley v energeticheskih ustanovkah [The study of thermodynamic properties of mixtures of technically important substances such as effective heat transfer in power plants]", *FIZIKA*, CILD XIII, No. 1–2, pp. 57–60.
- 14 **Bileka**, **B. i dr.** (2002), "Utilizatsiya sbrosnoy teploty GPA v energoustanovkah s nizkokipyaschimi rabochimi telami [Disposal relief GPA heat in power plants with low-boiling working bodies]", *Gas turbine technology*, No. 5, pp. 6–10.
- 15 Redko, A. A. (2009), "Termodinamicheskie parametry geotermalnoy elektricheskoy stantsii s binarnym sverhkriticheskim tsiklom [The thermodynamic parameters of a geothermal power plant with supercritical binary cycle]", *Integrated technologies and energy saving*, No. 4, pp. 81–85.
- 16 Pyatnichko, V. A., Krushnevich, T. K. and Pyatnichko, A. I. (2003), "Utilizatsiya nizkopotentsialnogo tepla dlya proizvodstva elektroenergii s ispolzovaniem pentana v kachestve rabochego tela [Utilization of lowgrade heat to generate electricity using pentane as the working fluid]", *Ecotechnology and resource saving*, No. 4, pp. 3–6.
- 17 Grinman, M. I. and Fomin, V. A. (2006), "Perspektivy primeneniya energeticheskih ustanovok maloy moschnosti s nizkokipyaschimi rabochimi telami [Prospects for the use of energy of low power installations with low boiling point working fluids]", *Power-plant engineering*, No. 1, pp. 63–69.
- 18 Shubenko, A. L. at al. (2010), "Ekonomicheskaya effektivnost utilizatsii nizkopotentsialnyh vtorichnyh energeticheskih resursov posredstvom ustanovki turbiny na nizkokipyaschem rabochem tele [Economic efficiency of utilization of low-grade waste energy by installing a turbine on the low boiling working fluid]", *Energy saving. Energy. Energy audit*, No. 6, pp. 18–26.

- 19 Grishutin, M. M., Sevastyanov, A. P., Seleznev, L. I. and Fedorovich, E. D. (1988), Paroturbinnye ustanovki s organicheskimi rabochimi telami [Steam turbines installations with organic working fluids], Mechanical Engineering, Leningrad, ISBN 5-217-00076-7.
- 20 Lyhvar, N. V. (2003), "Gibkie matematicheskie modeli energoustanovok dlya optimizatsii rezhimov TETS [Flexible mathematical models to optimize power plants CHP mode]", *Improving turbines by methods of mathematical and physical modeling*, Vol. 2, pp. 413– 419.
- 21 Lyhvar, N. V., Govoruschenko, Yu. N. and Yakovlev, V. A. (2003), "Modelirovanie teploenergeticheskih ustanovok s ispolzovaniem interaktivnoy shemnoy grafiki [Modeling of thermal power plants with the use of interactive graphics circuit]", *Mechanical Engineering Problems*, No. 1, pp. 30–41.
- 22 Shubenkom A. L., Lyhvarm N. V. and Senetskiym A. V. (2009), "Ratsionalnoe raspredelenie nagruzok mezhdu turbinami energouzla promyishlennogo predpriyatiya v protsesse ekspluatatsii [Rational distribution of loads between the turbine power unit industrial plant in the operation process]", *Energy* saving. Energy. Energy audit, No. 12(70), pp. 26–34.
- 23 Andreev, S. Yu. at al. (2016), "Kogeneratsiya v kotelnyh na osnove organicheskogo tsikla Renkina [Cogeneration in the boiler plants on the basis of organic Rankine cycle]", *Municipal economy of cities. Series Technical sciences and Architecture*, No. 130, pp. 55– 64, ISSN 0869-1231.
- 24 Matiyuk, 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://saee.gov.ua/sites/default/files/1_Bio.pdf (accessed 04 January 2017).
- 25 (2016), "Tverdotoplivnye kotly s vysokotemperaturnym organicheskim teplonositelem [Solid fuel boilers with high-temperature organic coolant]", *The company "Felix Energy Group» representative in Ukraine of "Leading Specialized Design Bureau for complex equipment for microclimate", Official website of the manufacturer, available at: http://f-g.com.ua /tverdotoplivnye_kotly_s_vysokotemperaturnym_organi cheskim_teplonositelem_html (accessed 08 December 2016).*
- 26 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.

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.

Маляренко Виталий Андреевич – доктор технических наук, Харьковский Национальный университет городского хозяйства им. А. Н. Бекетова, профессор кафедры электроснабжения городов; ул. Маршала Бажанова, 17, г. Харьков, Украина, 61002; e-mail: malyarenko@ksame.kharkov.ua. Malyarenko Vitaliy – Doctor of Technical Sciences, O.M. Beketov National University of Ukraine Economy in Kharkiv, professor of urban electric power supply department, St. Marshal Bazhanov, Kharkov, Ukraine, 61002; e-mail: malyarenko@ksame.kharkov.ua.

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 ссылайтесь на эту статью следующим образом:

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. Сарапин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 13–24. – Бібліогр.: 26 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.02.

Please cite this article as:

Shubenko, O., Malyarenko, V., Babak, M., Senetskyi, 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.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Шубенко, О. Л. Розробка каскадної теплової схеми турбоустановки на низкокипящих робочих тілах для сільської енергетики / О. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, М. Ю. Бабак, О. В. Сенецький, В. П. Сарапін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 13–24. – Бібліогр.: 26 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.02.

АНОТАЦІЯ Запропоновано вдосконалення існуючої теплової схеми малої когенераційної турбоустановки електричною потужністю ~80 кВт шляхом прибудови другого каскаду. Наведено результати розрахункових досліджень з використанням програмного комплексу, розробленого в ІПМаш НАН України з оцінки показників потужності та економічності замкнутих паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах з урахуванням їх властивостей. Виконано порівняльний аналіз ефективності роботи турбоустановки такого типу на когенераційних і конденсаційних режимах.

Ключові слова: енергозбереження, «біоенергетичне село», низькокипляче робоче тіло, теплова схема, турбіна, електрична потужність, теплофікаційний і конденсаційний режими, тепло відхідних газів котла.

Поступила (received) 14.02.2017

УДК 539.3

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.03

Н. Г. ШУЛЬЖЕНКО, П. П. ГОНТАРОВСКИЙ, Н. Г. ГАРМАШ, А. А. ГЛЯДЯ

ОЦЕНКА КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ ТУРБОАГРЕГАТ-ФУНДАМЕНТ-ОСНОВАНИЕ ПРИ СЕЙСМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

АННОТАЦИЯ С использованием созданной расчетной методики проведена оценка колебаний системы турбоагрегат-фундамент-основание мощных турбоагрегатов при сейсмических воздействиях. Расчетная модель динамической системы состоит из произвольно ориентированных стержней и сосредоточенных масс. В стержневых конечных элементах с распределенными параметрами учитываются все виды деформаций, имеющие место при колебаниях стержней. Воздействие сейсмической нагрузки моделируется с использованием акселерограмм реальных землетрясений. Проведен анализ частот и форм собственных колебаний динамических систем. Получены спектральные характеристики используемых сейсмограмм.

Ключевые слова: колебания, турбоагрегат, фундамент, сейсмическое воздействие, акселерограмма.

N. SHULZHENKO, P. GONTAROVSKIY, N. GARMASH, A. GLYADYA

ESTIMATING THE VIBRATIONS OF TURBOUNIT-FOUNDATION-BASE SYSTEM EXPOSED TO SEISMIC LOADS

ABSTRACT Vibration Parameters of the turbounit-foundation-base system of powerful turbine units exposed to seismic loads were evaluated using the computation technique and the software developed on the basis of the method of finite elements. The computation model of dynamic system that allows us to take into consideration the structural peculiarities of basic elements consists of arbitrary oriented rods and concentrated masses with the moments of inertia interconnected by rigid or linear and nonlinear elastically damped elements. Rod-type finite elements with distributed parameters take into account all the types of strains caused by rod oscillations. The seismic load action is simulated using the accelerograms of real earthquakes. The mode shape and self-oscillation modes of turbounit-foundation-base system have been analyzed. Spectral characteristics of the seismograms used have been defined. It has been established that the seismic loading pattern considerably affects the stress of individual system elements even at the same earthquake intensity. To estimate the seismic resistance spatial computation models were used to take into consideration the structural specific features of turbounit-foundation-base system and seismic loads should be considered in the three mutually perpendicular axes. The obtained research data can be used for the design of powerful turbine units to evaluate their seismic resistance. **Key words**: oscillations, turbine unit, foundation, seismic load, and the accelerogram.

Введение

Надежная работа турбоагрегатов большой мощности тепловых и атомных электростанций обеспечивается прочностными свойствами фундамента и основания, воспринимающими все статические и динамические нагрузки от установленного на фундаменте оборудования и различных внешних воздействий. Фундаменты турбоагрегатов большой мощности представляют собой пространственные рамные конструкции, сочетающие жесткие балки верхнего строения с относительно гибкими стойками. Рамная конструкция опирается на нижнюю фундаментную плиту. Конструкция фундамента турбоагрегата определяется требованиями как по статическим, так и по динамическим характеристикам, связанными с необходимостью обеспечения эксплуатационной надежности фундамента. Выполнение требований по динамическим характеристикам фундаментов турбоагрегатов обеспечивается правильным выбором параметров рамной конструкции с учетом взаимодействия элементов в системе турбоагрегатфундамент-основание (ТФО).

Цель работы

При проектировании энергетического оборудования высокие требования ставятся к его сейсмостойкости, то есть к сохранению прочности и работоспособности при сейсмических воздействиях [1, 2]. Возможные землетрясения могут вызывать в системе ТФО частичное разрушение фундамента; разрушения валопровода или шпоночных соединений, элементов крепления; выход из строя упорных подшипников, конденсаторов; большие относительные смещения роторов и цилиндров, приводящие к задеванию и т.д. [3]. Поэтому определение параметров вибрации и анализ поведения системы ТФО при сейсмических воздействиях различной интенсивности является актуальной задачей, позволяющей повысить общую прочность и надежность, а также обеспечить сейсмостойкость энергетического оборудования.

Постановка задачи

Для анализа динамики системы ТФО при сейсмических воздействиях на основе метода конечных элементов разработана расчетная методика и программное обеспечение [4]. Элементы расчетной схемы моделируются произвольно ориентиро-

© Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Н. Г. Гармаш, А. А. Глядя, 2017

ванными стержнями и сосредоточенными массами с моментами инерции, которые соединяются абсолютно жестко или с помощью упруго-демпферных связей. В стержневых элементах с распределенными параметрами учитываются все виды деформаций, которые имеют место при колебаниях стержней. Сейсмическое нагружение моделируется переменными инерционными силами, которые передаются от грунта на нижнюю фундаментную плиту. При этом податливость почвы учитывается моделью Винклера.

Корректная оценка параметров вибрации сложных динамических систем ТФО мощных турбоагрегатов под влиянием сейсмических воздействий требует построения расчетных моделей, в которых учитываются все элементы, влияющие на их прочность и работоспособность [5, 6]. При этом характеристики этих элементов должны максимально соответствовать поведению реальной конструкции во время возможных землетрясений. Сейсмическое воздействие моделируется ускорениями грунта в трех направлениях, которые задаются с помощью реальных или синтезированных акселерограмм [7]. Нижняя фундаментная плита, вертикальные плиты рамно-стеновых фундаментов и корпуса цилиндров низкого давления (ЦНД) представляются решеткой из стержней.

Как показали результаты исследований динамики систем ТФО турбоагрегатов К-1100-5,9/25 и К-540-23,5/50 (в дальнейшем для краткости будем использовать обозначения К-1100 и К-540) при сейсмических воздействиях [5, 6], расчетные модели высокого уровня сложности с подробной дискретизацией валопроводов, корпусов, конденсаторов и элементов фундамента несущественно влияют на полученные амплитуды колебаний и деформации элементов крепления турбоагрегата и конденсаторов на фундаменте по сравнению с грубой дискретизацией на конечные элементы. В расчетных схемах турбоагрегатов К-1100 и К-540 количество узлов конечных элементов составляло соответственно 1401 и 941 с шестью степенями свободы в каждом. Различные виды сейсмических воздействий по-разному влияют на сейсмостойкость турбоагрегатов, что вызвано различием их собственных частот и форм колебаний. Поэтому для обоих турбоагрегатов по разработанной расчетной методике [4] были получены собственные частоты, представленные в табл. 1, и формы собственных колебаний.

Обсуждение результатов

Кратко проанализируем некоторые формы колебаний систем ТФО. Три конденсатора турбоагрегата К-1100 установлены на податливых стержневых опорах на нижней фундаментной плите и слабо связаны с корпусом ЦНД [5], поэтому первая частота является кратной шести и соответствует колебаниям конденсаторов в горизонтальной плоскости вдоль и поперек турбоагрегата. Вторая частота собственных колебаний является кратной трем и соответствует крутильным колебаниям конденсаторов в горизонтальной плоскости. Третья частота - это колебания турбоагрегата с верхней фундаментной плитой вдоль его оси, сопровождающаяся изгибом вертикальных элементов фундамента. Четвертая – колебания валопровода с упорным подшипником вдоль оси турбоагрегата. Изгибные формы колебаний верхней фундаментной плиты в горизонтальной плоскости, сопровождающиеся изгибами вертикальных элементов, соответствуют с пятой по восьмую и десятой собственным частотам. Более высокие формы колебаний являются синфазными и противофазными перемещениями отдельных элементов системы ТФО (стоек, корпусов цилиндров и т.д.)

Таблица 1 – Частоты собственных колебаний

таблица 1 – частоты собственных колсоании							
N⁰	Частоты системы	Частоты системы					
п/п	ТФО К-1100, Гц	ТФО К-540, Гц					
1	1,964	1,887					
2	2,146	2,193					
3	2,441	2,792					
4	4,913	5,319					
5	5,337	5,512					
6	5,805	6,462					
7	7,452	7,285					
8	8,880	7,713					
9	9,999	11,245					
10	10,017	11,428					
11	10,899	12,356					
12	11,125	12,765					
13	11,245	13,115					
14	12,118	13,334					
15	12,571	14,602					
16	12,823	14,802					
17	13,011	15,632					
18	13,250	16,898					
19	13,599	17,287					
20	14,150	17,610					

Конденсаторы турбоагрегата К-540 крепятся к корпусам ЦНД и опираются на податливые пружины, установленные на нижней фундаментной плите [6], их перемещения связаны с перемещениями корпусов ЦНД и деформациями балок фундамента, поэтому кратные частоты для этой системы отсутствуют. Первая собственная частота системы ТФО соответствует крутильным колебаниям конденсаторов в горизонтальной плоскости, вторая – это их синфазные колебания поперек оси турбоагрегата совместно с изгибными деформациями верхней плиты. Третья частота соответствует крутильным колебаниям верхней фундаментной плиты в горизонтальной плоскости, сопровождающимся изгибами стоек. Четвертая и пятая формы – это противофазные колебания конденсаторов в горизонтальной плоскости, а шестая – их синфазные колебания вдоль оси турбоагрегата. Седьмая собственная частота соответствует изгибным деформациям верхней фундаментной плиты в горизонтальной плоскости, девятая – ее вертикальным изгибным колебаниям вместе с турбоагрегатом. Восьмая форма – это продольные колебания валопровода вдоль его оси в противофазе с верхней плитой. Более высокие формы колебаний содержат совместные деформации нескольких элементов системы ТФО.

Поскольку параметры вибрации турбоагрегата при сейсмических воздействиях существенно зависят от вида акселерограмм, получение их спектральных характеристик позволяет объяснить возникновение максимальных перемещений элементов системы ТФО при совпадении частоты сейсмических воздействий с собственной частотой колебаний системы. Спектральные характеристики акселерограмм, используемых при анализе сейсмостойкости турбоагрегатов К-1100 и К-540 [5, 6], получены по соотношению

$$S_{x, y, z}(\omega) = \int_{t_{y}}^{t_{x}} g_{x, y, z}(t) e^{-i\omega t} dt , \qquad (1)$$

где $S_{x,y,z}(\omega)$ – амплитуда спектрального разложения по частоте ω ; $g_{x,y,z}(t)$ – зависимость амплитуды ускорений акселерограммы от времени t; $t_{\rm H}$, $t_{\rm K}$ – начальное и конечное значения интервала по времени, в котором рассматриваются сейсмограммы. Интегралы (1) получены численно с использованием метода трапеций, при этом шаг по времени соответствовал шагу задания используемых акселерограмм, а шаг частоты ω равнялся 0,1 Гц.

На рис. 1–3 представлены спектральные характеристики акселерограмм № 1–3 [5, 6], которые получены на участках наибольшей сейсмической активности, с длиной по времени от 22 до 50 с, от 70 до 95 с и от 0 до 20 с соответственно. На рис. 4 изображены спектральные характеристики синтезированной сейсмограммы [1]. Как видно из рисунков, спектральные характеристики различных сейсмограмм существенно отличаются, а воздействия их ускорений уменьшаются с частотой и практически затухают в районе 6–9 Гц. Спектральная характеристика синтезированной сейсмограммы плавно затухает во всем диапазоне частоты от нуля до 10 Гц, несмотря на короткое время воздействия (4,35 с).

При расчетах динамики систем ТФО с различными сейсмограммами [5, 6] формы их колебаний изменялись на протяжении всего времени сейсмического воздействия. Как правило, это были продольные, поперечные и крутильные колебания верхней фундаментной плиты вместе с турбоагрегатом, которые являются суперпозицией, в основном, первых восьми форм колебаний. Это зависит



от интенсивности воздействия при землетрясениях в различные моменты времени и от близости их частоты к тем или иным собственным частотам колебаний систем ТФО. На рис. 5 в качестве примера показаны формы колебаний системы ТФО К-540 в моменты времени 32,8 с и 38,3 с при воздействии сейсмограммы № 1 [6].



Рис. 5 – Формы перемещений системы ТФО: а – время 32,8 с; б – время 38,3 с

Результаты исследований показали, что максимальные амплитуды колебаний элементов систем ТФО турбоагрегатов К-1100 и К-540 при сейсмических воздействиях и максимальные усилия в элементах их крепления на фундаменте значительно (более чем в 2 раза) отличаются для различных сейсмограмм, которые были приведены к одному уровню семибалльного землетрясения. Наименьшие амплитуды колебаний и усилия в элементах турбоагрегата наблюдались при использовании акселерограммы № 2.

Выводы

Анализ динамики систем ТФО турбоагрегатов К-1100 и К-540 при воздействии сейсмических нагружений показал, что амплитуды колебаний верхней плиты в горизонтальном направлении существенно зависят от типа фундамента. Если для рамного фундамента колебания вдоль и поперек оси турбоагрегата соизмеримы между собой [6], то в случае рамно-стенового фундамента [5] колебания в поперечном направлении почти на порядок меньше, что объясняется высокой жесткостью его вертикальных стенок.

Результаты воздействия различных землетрясений на системы ТФО существенно отличаются, несмотря на одинаковую балльность сейсмограмм. При оценке сейсмостойкости расчетные модели должны быть пространственными и учитывать особенности конструкций систем ТФО, а сейсмические воздействия необходимо рассматривать в трех перпендикулярных направлениях. Результаты проведенных исследований могут быть использованы при проектировании мощных турбоагрегатов для их оценки на сейсмостойкость.

Список литературы

- Оборудование атомных энергетических установок. Расчет на прочность при сейсмическом воздействии : РТМ 108.020.37-81. – Ленинград : НПО ЦКТИ, 1981. – 39 с.
- 2 ПНАЭ Г-5-006-87. Нормы проектирования сейсмостойких атомных станций. – Москва : Госатомэнергонадзор СССР, 1987. – 10 с.
- 3 Костарев, В. В. Сейсмостойкость турбоагрегатов АЭС / В. В. Костарев // Труды ЦКТИ. – 1984. – Вып. 212. – С. 82–88.
- 4 Гонтаровский, П. П. Методика расчета динамики системы турбоагрегат-фундамент-основание энергоблоков при сейсмических воздействиях /
 П. П. Гонтаровский, Н. Г. Гармаш, Н. Г. Шульженко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 153–160. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.22.
- Ыульженко, М. Г. Оцінка реакції потужного турбоагрегату на сейсмічне навантаження / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармаш, А. О. Глядя, В. Л. Швецов, М. М. Гришин, О. М. Губський // Вібрації в техніці та технологіях. 2016. № 2(82). С. 85–93. ISSN 2306-8744.
- Шульженко, М. Г. Сеймостійкість турбоагрегату К-540-23,5/50 / М. Г. Шульженко,
 П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармаш, А. О. Глядя,
 В. Л. Швецов, М. М. Гришин, О. М. Губський // Проблемы машиностроения. –2016. – Т. 19, № 4. – С. 43–50. – ISSN 0131-2928.
- 7 Амбриашвили, Ю. К. Методы выбора и построения синтезированных акселерограмм для расчета энергетических объектов на сейсмические воздействия / Ю. К. Амбриашвили, В. В. Пискарев // Труды ЦКТИ. – 1984. – Вып. 212. – С. 114–122.

Bibliography (transliterated)

- 1 (1981), Oborudovanie atomnyih energeticheskih ustanovok. Raschet na prochnost pri seysmicheskom vozdeystvii: RTM 108.020.37-81. [The equipment of nuclear power plants. Calculation of the strength of the seismic impact: RTM 108.020.37-81], Central Boiler and Turbine Institution, Leningrad, Russian.
- 2 (1987), PNAE G-5-006-87. Normyi proektirovaniya seysmostoykih atomnyih stantsiy [PNAE-Γ-5-006-87. The rules of designing earthquake-resistant nuclear power plants], Gosatomenergonadzor USSR, Moscow, Russian.
- 3 Kostarev, A. V. (1984), "Seysmostoykost turboagregatov AES [Seismic stability nuclear power plant of turbine units]", *Proc. Central Boiler and Turbine Institution*, No 212. pp. 82–88.
- 4 Gontarovskiy, P, Garmash, N. and Shulzhenko, N. (2016), "Methodology of calculation of the dynamics of the system turbine-foundation-base power units under seismic actions", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power* and heat engineering processes and equipment, No. 8(1180), pp. 153–160, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.22.
- 5 Shulzhenko, M. G., Gontarovskiy, P. P., Garmash, N. G., Glyadya, A. O., Shvetsov, V. L., Grishin, M. M. and Gubskiy, O. M. (2016), "Otsinka

reaktsiyi potuzhnogo turboagregatu na seysmichne navantazhennya [Estimation the reaction of a powerful turbine unit on the seismic load]", *VIbratsiyi v tehnitsi ta tehnologiiyah [Vibration in engineering and technology]*, No. 2(82), pp. 85–93, ISSN 2306-8744.

6 Shulzhenko, M. G., Gontarovskiy, P. P., Garmash, N. G., Glyadya, A. O., Shvetsov, V. L., Grishin, M. M. and Gubskiy, O. M. (2016), "Seymostiykist turboagregatu K-540-23,5/50 [Seismic stability of turbine unit K-540-23,5/50]", Problemy Mashinostroenie [Journal of Mechanical engineering], No. 4, pp. 43–50, ISSN 0131-2928.

7 Ambriashvili, J. K and Piskarev, V. V. (1984), "Metodyi vyibora i postroeniya sintezirovannyih akselerogramm dlya rascheta energeticheskih ob'ektov na seysmicheskie vozdeystviya [Methods for selecting and building the synthesized accelerograms for the calculation of energy facilities on seismic effects]", *Proc. Central Boiler and Turbine Institution*, No. 212, pp. 114–122.

Сведения об авторах (About authors)

Шульженко Николай Григорьевич – доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник отдела вибрационных и термопрочностных исследований, Институт проблем машиностроения им.А.Н.Подгорного Национальной академии наук Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua.

Shulzhenko Nikolay Grigor'evich – Doctor of Technical Science, Professor, head of a department of vibration and termostrength researches, A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Гонтаровский Павел Петрович– кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела вибрационных и термопрочностных исследований, Институт проблем машиностроения им.А.Н.Подгорного Национальной академии наук Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua.

Gontarovskiy Pavel Petrovich – Candidate of Technical Science (Ph. D.), Senior Staff Scientist, Senior Staff Scientist of Department of Vibration and Termostrength Researches, A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine; Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Гармаш Наталия Григорьевна – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела вибрационных и термопрочностных исследований, Институт проблем машиностроения им.А.Н.Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков, Украина; e-mail: garm_n@mail.ru, ORCID 0000-0002-4890-8152.

Garmash Nataliya Grigor'evna – Candidate of Technical Science (Ph. D.), Senior Staff Scientist, Senior Staff Scientist of Department of Vibration and Termostrength Researches, A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine; Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Глядя Алла Александровна – ведущий инженер, отдел вибрационных и термопрочностных исследований, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины; г. Харьков, Украина.

Glyadya Alla Aleksandrovna – Lead Engineer, Department of Vibration and Termostrength Researches, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine; Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Шульженко, Н. Г. Оценка колебаний системы турбоагрегат-фундамент-основание при сейсмических воздействиях / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Н. Г. Гармаш, А. А. Глядя // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 25–29. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.03.

Please cite this article as:

Shulzhenko, N., Gontarovskiy, P., Garmash, N. and Glyadya, A. (2017), "Estimating the Vibrations of Turbounit-Foundation-Base System Exposed to Seismic Loads", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 25–29, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.03.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Шульженко, М. Г. Оцінка коливань системи турбоагрегат-фундамент-основа при сейсмічних впливах / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармаш, А. О. Глядя // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 25–29. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.03.

АНОТАЦІЯ 3 використанням створеної розрахункової методики проведена оцінка коливань системи турбоагрегат-фундамент-основа потужних турбоагрегатів при сейсмічних впливах. Розрахункова модель динамічної системи складається з довільно орієнтованих стержнів і зосереджених мас. У стержневих скіченних елементах з розподіленими параметрами враховуються всі види деформацій, що мають місце при коливаннях стержнів. Вплив сейсмічного навантаження моделюється з використанням акселерограмм реальних землетрусів. Проведений аналіз частот і форм власних коливань динамічних систем. Отримані спектральні характеристики використаних сейсмограм.

Ключові слова: коливання, турбоагрегат, фундамент, сейсмічний вплив, акселерограма.

Поступила (received) 13.02.2017

УДК 621.165.62-192

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, В. А. ПЕШКО

ОЦЕНКА МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ, ПОВРЕЖДЕННОСТИ И ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ Т-100/120-130 СТ. № 1 ПАО «ХАРЬКОВСКАЯ ТЭЦ-5»

АННОТАЦИЯ Развитие централизованного теплоснабжения в крупных городах требует проводить оценку индивидуального ресурса каждого теплофикационного энергоблока после достижения им паркового ресурса. Проведена оценка и прогнозирование остаточного ресурса на базе 3D-пространственных аналогов для ротора высокого давления паровой турбины T-100/120-130 энергоблока № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» с экспериментально полученными коэффициентами запаса прочности металла, а также с учетом реальных условий эксплуатации. Ключевые слова: централизованное теплоснабжение, ротор ВД, пуск из холодного состояния, из неостывшего состояния, из горячего состояния, остаточный ресурс, малоцикловая усталость, длительная прочность.

O. CHERNOUSENKO, V. PESHKO

ESTIMATING THE LOW-CYCLE FATIGUE, DAMAGEABILITY AND THE RESIDUAL LIFE OF THE ROTOR OF HIGH PRESSURE TURBINE T-100/120-130 UNIT NO 1 USED BY PJSC "KHARKIV CHPP-5"

ABSTRACT The development of centralized heat supply for large cities requires the estimation of the individual life of each cogeneration power unit that reached the economic life. To extend the service life of the cogeneration turbine T-100/120-130 unit No 1 used by PJSC "Kharkiv CHPP-5" we analyzed the individual service life using the integrated approach. This approach combines the data of destructive and nondestructive metal examination with the strength and longevity verification computations and the detailed studies of each individual history of the unit operation. Based on the 3D spatial analogue of high pressure rotor and numerical experiment data on the estimation of low-cycle fatigue of high pressure rotor the values of the reduced amplitude of the strain intensity for the most loaded rotor sections were established. When determining the permissible number of start cycles in different thermal states the metal safety factors were experimentally calculated. The computations done showed that a degree of the wear of basic metal makes up 69 %. The metal examination data analysis for the high pressure rotor over the entire operation period is indicative of its satisfactory condition and together with the computation data allows for the extension of the service life of high pressure rotor by 50000 hours and a number of the starts should not exceed 558 starts.

Key words: centralized heat supply, high pressure rotor, cold start, warm start, hot start, residual life, low-cycle fatigue and the long-term strength.

Введение

Продление срока эксплуатации отработавшего парковый ресурс энергетического оборудования является обыденной практикой в развитых странах. В США, Англии, Голландии, Польше, России и др. при расчетном ресурсе элементов оборудования ТЭС от 30 до 40 лет их предполагается эксплуатировать до наработки 50-80 лет. Продление срока службы оборудования может составлять менее 20-30 % стоимости строительства новой ТЭС, что позволяет считать продление ресурса весьма выгодным с экономической точки зрения. Согласно нормативным документам Министерства энергетики и угольной промышленности Украины парковый ресурс паровых турбин Т-100/120-130 ПАО «ТМЗ» равен 220 тыс. ч. при числе пусков 600 из различных тепловых состояний [1].

Для продления эксплуатации теплофикационных энергоблоков мощностью 100 МВт согласно нормативным документам [1, 2] необходимо провести оценку индивидуального ресурса паровой турбины Т-100/120-130 блока № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» на основе комплексного подхода. Данный подход сочетает в себе результаты разрушающего и неразрушающего контроля металла с поверочными расчетами на прочность и долговечность, а также детальное исследование индивидуальной истории эксплуатации каждого блока. На этапе контроля состояние металла, проработавшего длительный срок энергетического оборудования, отдельно необходимо исследовать возможности оптимального выбора коэффициентов запаса, что возможно при экспериментальном исследовании металла.

Цель работы

Выполнение оценки малоцикловой усталости паровой турбины Т-100/120-130 блока № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5», с целью определения поврежденности основного метала и установки остаточной наработки, а также индивидуального ресурса ротора высокого давления.

© О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, 2017

Краткая характеристика энергоблока №1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5»

Блок, мощностью 100 МВт, с паровой турбиной Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» введён в эксплуатацию 20 декабря 1979 г. Наработка блока № 1, по состоянию на 17.06.2016, составила 201150 часов, общее количество пусков – 802, из них пусков из холодного состояния было проведено 110, из неостывшего – 142, из горячего состояния – 550.

Одновальная паровая турбина типа T-100/120-130-3 номинальной мощностью 110 МВт при 3000 об/мин с конденсацией и двумя отопительными отборами пара предназначена для непосредственного привода генератора переменного тока типа ТВФ-120-2 мощностью 120 МВт с водородным охлаждением. Турбина произведена на Уральском турбомоторном заводе [3]. Мощность в конденсационном режиме составляет 120 МВт, в теплофикационном режиме - 110 МВт. Максимальный расход пара равен 485 т/час.

Турбина рассчитана на работу с параметрами свежего пара $p_0 = 12,75$ МПа, $t_0 = 555$ °C, измеренными перед стопорным клапаном. Давление в конденсаторе составляет $p_{\rm k} = 0,0057$ МПа. Номинальная температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{\rm k} = 20$ °C.

Ротор цилиндра высокого давления - цельнокованый, состоящий из одного двухвенечного колеса скорости и восьми дисков. Лопаточный аппарат ротора высокого давления выполнен левого вращения. Рабочие лопатки, для уменьшения потерь, имеют осевые уплотнения у корня и по бандажу, а также радиальные уплотнения по бандажу. К заднему концу ротора (передний подшипник) присоединяется вал насосной группы системы регулирования. Ротор ЦВД не имеет насадных втулок в концевых уплотнениях, неподвижные гребни уплотнений, расположенные в цилиндре, подходят к кольцевым канавкам и выступам, выточенным непосредственно к валу. Ротор высокого давления (РВД) изготовлен из хромомолибденованадиевой стали Р2МА (25Х1М1ФА) с первым критическим числом оборотов 1615 об/мин.

В период капитального ремонта летом 2016 года выполнялся визуальный контроль и магнитопорошковая дефектоскопия радиусных переходов литых корпусов ЦВД и ЦСД и регулирующих клапанов, неразрушающий контроль микроструктуры металла корпусных деталей, контроль роторов ВД и СД со стороны осевого канала и другие исследования. С целью оценки состояния металла ротора ВД проведено изучение и систематизация эксплуатационной и ремонтной документации по результатам контроля металла элементов энергооборудования, его повреждаемости, по результатам исследования вырезок и повреждённых элементов за весь период эксплуатации.

Анализ результатов контроля металла РВД паровой турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5»

Неразрушающий контроль проведен структурным отделенным подразделением «Контроль и диагностика» ПАО «Киевэнерго», Централизованной службой по контролю металла (ЦСКМ) и Лабораторией металлов ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» в июле-августе 2016 года. Лабораторией металлов ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» произведен визуальный контроль ротора ВД (Акт № 607 от 28.07.2016 г.) - концевые части вала, свободные от уплотнений, ободы, гребни, полотнища с разгрузочными отверстиями, галтели и полотнищ дисков и полумуфт, тепловые канавки. Поверхность элементов ротора ВД подвержена равномерной газовой коррозии и покрыта окалиной, плотно сцепленной с основным металлом. Признаков коррозионных язвин, следов эрозионного износа, следов задеваний и механических повреждений, следов электрической коррозии на поверхности элементов ротора ВД не выявлено.

Лабораторией металлов ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» произведена цветная дефектоскопия элементов ротора ВД паровой турбины Т-100/120-130 ст. № 1 (Заключение № 671 от 01.08.2016 г.). Контролировались поверхности элементов ротора в доступных местах – ободы, гребни, разгрузочные отверстия, отверстия полумуфт, галтели дисков, тепловые канавки, входные и выходные кромки рабочих лопаток, бандажные отверстия. На наружной поверхности ротора ВД дефектов, превышающих допустимые НД нормы, не обнаружено.

Структурное отделенное подразделение «Контроль и диагностика» ПАО «Киевэнерго», Централизованная служба по контролю металла (ЦСКМ) сделало заключение, что при визуальном контроле осевого канала (заключение № VT-186-16 по визуальному контролю) трещин, расслоений металла, коррозии не обнаружено. При магнитопорошковом контроле (заключение № МТ-87-17) на внутренней поверхности канала дефектов не обнаружено. При ультразвуковом контроле (заключение № UT-92-16) на поверхности канала в поперечном и продольном разрезе ротора ВД дефектов не обнаружено.

Проведен микроструктурный анализ подповерхностного слоя металла ротора ВД методом реплик и измерения твердости металла первой по ходу пара ступени и полумуфты в районе осевого канала ротора ВД. Микроструктура металла ротора соответствует требованиям [1] (протокол ЦСКМ от 12.08.2016 г. № 34785-34788).

По результатам проведенного технического аудита состояния металла ротора ВД, дефектов не

обнаружено, поэтому в процессе поверочного расчета при моделировании геометрии ротор ВД не вносились изменения в проектную конструкцию завода изготовителя.

Малоцикловая усталость, поврежденность и остаточный ресурс РВД паровой турбины T-100/120-130 ст. № 1

Определяющий ресурсные характеристики энергетического оборудования уровень суммарных напряжений (температурных, от действия центробежных сил и давления пара) в роторе ВД при пусковых режимах имеет место в зоне первой регулирующей двухвенечной ступени скорости, на ободе дисков в зоне хвостовиков лопаток, а также в зоне тепловых канавок передних концевых уплотнений роторов.

Амплитуда деформации согласно [4] определялась по значениям интенсивности деформаций в течение цикла нагружения (исходное состояние – нагружение – номинальный режим – разгружение – исходное состояние) с использованием выражения

$$\varepsilon_{\rm a} = \frac{1}{2} (\varepsilon_{i\,\rm max} - \varepsilon_{i\,\rm min}), \qquad (1)$$

где $\varepsilon_{i\max}$, $\varepsilon_{i\min}$ – максимальное и минимальное значение интенсивности деформаций в цикле.

Число циклов нагружения до появления трещин определялось по экспериментальным кривым малоцикловой усталости, полученных по испытаниям образцов на растяжение–сжатие при жестком симметричном цикле и постоянной температуре (ГОСТ 25.502-79). Допускаемое число циклов при расчетных температурах ниже 480 °C для жаропрочной стали, ниже 420 °C для легированной стали и ниже 350 °C для углеродистой стали принималось по экспериментальным кривым малоцикловой усталости меньшим из двух значений

$$N_{\mu} = \min\left\{\frac{N_1}{n_N}; N_2\right\},\tag{2}$$

где N_1, N_2 – числа циклов, соответствующие на кривой усталости амплитудам $\varepsilon_{a.\, пр.}$ и $n_{\varepsilon}\varepsilon_{a.\, пр.}$; n_N , n_{ε} – коэффициенты запаса прочности по числу циклов и деформации; $\varepsilon_{a.\, пр.}$ – приведенная к симметричному циклу нагружения амплитуда интенсивности деформаций с учетом эффективного коэффициента концентрации напряжений \overline{K}_{T} .

Приведенная к симметричному циклу нагружения, амплитуда интенсивности деформаций рассчитывалась по формуле

$$\varepsilon_{\text{a. np.}} = \frac{1+\nu}{1.5E} \left(C\sigma_{\text{a}} + \sigma_{-1} - \sigma_{N} \right), \qquad (3)$$

где v – коэффициент Пуассона; *E* – модуль упругости стали; *C* – коэффициент текущего числа циклов

$$C = \begin{cases} 1, & \text{при} \quad N \le 10^4, \\ \frac{\overline{K}_{\text{т}}}{\overline{K}_{\text{т}}}, & \text{при} \quad N \big|_{C=1} > 10^4; \end{cases}$$
(4)

σ_а – амплитуда интенсивности напряжений

$$\sigma_{\rm a} = \frac{\sigma_{\rm max} - \sigma_{\rm min}}{2}; \qquad (5)$$

 σ_{-1} – предел усталости при симметричном цикле нагружения; σ_N – предел усталости при несимметричном цикле нагружения

$$\sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \frac{1+r}{1-r}};$$
(6)

 σ_B – предел прочности стали на растяжение; r – коэффициент асимметрии цикла нагружения; $\overline{K}_{\rm T}$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$\overline{K}_{\mathrm{T}} = 1 + p(K_{\mathrm{T}} - 1); \qquad (7)$$

p – коэффициент чувствительности стали к концентрации напряжений.

При повышенных температурах, когда проявляется ползучесть материала в номинальном режиме эксплуатации, допускаемое число циклов находилось так

$$N_{\pi} = \left[1 - \left| \frac{1,25\sigma^{c}}{\sigma_{\pi,\pi}} \right|^{q} \right] \min\left\{ \frac{N_{1}}{n_{N}}; N_{2} \right\}, \qquad (8)$$

где σ^c – интенсивность напряжений в рассматриваемой точке детали при состоянии установившейся ползучести; $\sigma_{д.п.}$ – предел длительной прочности материала для момента времени, определяемого заданным техническими условиями на турбину ресурсом; *q* – показатель степени в уравнении длительной прочности

$$t = B \cdot \sigma^q . \tag{9}$$

Приведенная к симметричному изотермическому циклу нагружения при расчетной температуре, амплитуда интенсивности деформаций рассчитывалась по формуле:

$$\varepsilon_{\text{a. np.}} = \frac{1 + v}{1.5E} \left(C\sigma_{\text{a}} + \min\{\sigma_{-1}; \sigma_{\text{d.n.}}\} - \min\{\sigma_{N}; \sigma_{N}^{\text{c}}\} \right), \quad (10)$$

$$\sigma_{N}^{c} = \begin{cases} \min\left\{\frac{\sigma_{a}\sigma_{\mathcal{A},\Pi}(T_{1})}{|\sigma_{max}|}; \frac{\sigma_{a}\sigma_{\mathcal{A},\Pi}(T_{2})}{|\sigma_{max}-2\sigma_{a}|}\right\}, & \text{при} \quad \sigma_{a} < \overline{\sigma}_{0,2}^{\mu}, \\ \min\left\{\sigma_{\mathcal{A},\Pi}(T_{1}); \sigma_{\mathcal{A},\Pi}(T_{2})\right\}, & \text{при} \quad \sigma_{a} > \overline{\sigma}_{0,2}^{\mu}, \end{cases}$$
(11)

где $\sigma_{\text{д.п.}}(T_1), \sigma_{\text{д.п.}}(T_2)$ – пределы длительной прочности за срок службы соответствующей температуре T_1 и T_2 ; σ_{max} – максимальное напряжение в цикле; $\overline{\sigma}_{0,2}^{\text{u}}$ – среднее значение циклического пре-

дела текучести материала приведенного к расчетным температурам T_1 и T_2 .

Суммарная поврежденность П', накопленная в металле ротора, работающего в условиях совместного действия ползучести при различных установившихся режимах q' типов и циклических нагрузок при различных переменных режимах k'типов определялась формуле

$$\Pi' = \Pi'_{\rm cr} + \Pi'_{\rm u} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_j}{t'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}}, \qquad (12)$$

где Π'_{cr}, Π'_{μ} – статическая и циклическая поврежденности, накопленные в проверяемой зоне ротора на момент оценки продления срока эксплуатации; t'_{i} – время работы на *j*-м установившемся режиме при температуре металла и эквивалентных местных напряжениях ползучести $(\sigma'_{\mathcal{H}})_{\max}$; t'_{pj} – время до наступления предельного состояния под действием эквивалентных напряжений $(\sigma'_{3j})_{max}$ при температурах Т'_i, определяемое с помощью диаграммы длительной прочности материала; n'_l – число циклов *l*-го типа; N'_{pl} – число циклов до появления усталостных трещин под воздействием только циклических нагрузок *i*-го типа; q' – число различных типов установившихся режимов на момент оценки с температурой Т' и установившимися эквивалентными местными напряжениями ползучести $(\sigma'_{3j})_{max}$; k' – число различных типов циклов на момент оценки с различными размахами приведенных напряжений $\Delta \sigma'_l$ или амплитуд деформаций ε'_{dl} .

Штрихом отмечены все величины, относящиеся к предшествующему до анализа периоду эксплуатации.

Если по данным, представленным электростанцией, невозможно установить типы проведенных пусков, а известно только их общее число n за время до момента оценки накопленной поврежденности, то накопленная циклическая поврежденность Π'_{μ} определялась в запас по упрощенной формуле

$$\Pi'_{\rm II} = \frac{n}{N_p},\tag{13}$$

где N_p – число циклов до появления трещин малоцикловой усталости (МЦУ), соответствующее наиболее жесткому режиму (режиму с максимальной амплитудой деформаций ε_d в рассматриваемой зоне).

Остаточная наработка до появления трещины $\left[\tau\right]_{\!ocr}$ (в годах) определялась формулой

$$\left[\tau\right]_{\rm ocr} = \frac{1 - \Pi'}{\Pi''_{\rm r}},\tag{14}$$

где Π_{r}'' – прогнозируемая на последующий за оценкой период эксплуатации осредненная годовая поврежденность, которая будет накапливаться в рассматриваемой зоне ротора или корпуса при чередовании q'' типов установившихся режимов и k'' типов циклов с различными циклическими. Двумя штрихами отмечены все величины, относящиеся к периоду эксплуатации после проведения оценки и продления ресурса.

При расчетах на малоцикловую усталость в роторе ВД по результатам расчетов напряженнодеформированного состояния исследовались следующие узлы: 1 - хвостовые крепления первого венца регулирующей ступени; 2 - осевое отверстие ротора ВД в зоне регулирующей ступени (PC); 3 - галтель перед регулирующей ступенью со стороны передних концевых уплотнений; 4 - галтель диска № 1 со стороны первой нерегулируемой ступени; 5 - последнее уплотнение первой обоймы передних концевых уплотнений (ПКУ); 6 - коробка уплотнений в зоне присоса воздуха. Эти узлы показаны на рис. 1.



Рис. 1 – Характерные узлы ротора ВД при исследовании на малоцикловую усталость

В исследуемых узлах рассчитывались интенсивности условных упругих напряжений, а также главные напряжения в течение всего времени для всех типов пусков. Строились графики размахов интенсивности условных упругих напряжений, по оси ординат откладывались интенсивности напряжений, а по оси абсцисс – время пуска из различных тепловых состояний (рис. 2–4).

По графикам определялись временные точки, где размах интенсивности условных упругих напряжений был максимальным, которые использовались для определения поврежденности от малоцикловой усталости и остаточного ресурса ротора ВД (табл. 1–3).

В расчетах на малоцикловую усталость запас по числу циклов и по деформациям принимается в соответствии с рекомендациями РТМ [4] $n_N = 5$, $n_{\varepsilon} = 1,5$. По экспериментальным кривым малоцикловой усталости стали Р2МА (25Х1М1ФА) получено допустимое число циклов до образования трещины N_{π} . Расчеты проведены для пусковых режимов из горячего, неостывшего и холодного состояний (табл. 4). С учетом оценки малоцикловой усталости металла РВД паровой турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» (табл. 4) расчетная оценка поврежденности, остаточной допускаемой наработки в годах и индивидуального ресурса ротора ВД согласно рекомендациям РТМ и РД [4, 5] для энергоблока ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» представлена в табл. 5.

Если по данным, представленным электрической станцией, невозможно точно установить количество различных типов пусков ввиду отсутствия статистики по пускам, а достоверно известно только их общее число $n_{\rm oбщ}$ за время эксплуата-

ции, то циклическая поврежденность определяется в запас по упрощенной формуле согласно рекомендациям [4, 5]. При этом в формуле принимается число циклов до появления трещин [N_{\min}], которое соответствует наиболее жесткому режиму пуска с максимальной амплитудой интенсивности деформаций в рассматриваемой зоне. Полученная расчетная оценка повреждаемости, остаточной наработки в годах и индивидуального ресурса по упрощенной формуле может рассматриваться как максимально низкий прогноз индивидуального элементов паровой pecypca для турбины Т-100/120-130 ст. № 1 (табл. 5, пункты 14-16).







Рис. 3 – Размахи интенсивности условных упругих напряжений при пуске из НС



Рис. 4 – Размахи интенсивности условных упругих напряжений при пуске из ХС

Номер узла	σ_{a} , МПа	t_{hom} , °C	Е, ГПа	r	$\sigma_{\scriptscriptstyle B}$, МПа	$\sigma_{-\!1}$, MIIa	$σ_N$, ΜΠα	$\epsilon_{a. \pi p.}$, %
1	41,95	511	179,0	-0,309	549	411,8	294,9	0,0757
2	87,15	500	180,0	-0,250	551	413,3	284,9	0,1022
3	50,60	506	179,6	-0,469	550	412,5	324,5	0,0659
4	56,00	493	181,0	-1,000	552	414,0	414,0	0,0264
5	72,90	436	186,0	-0,086	558	418,5	256,5	0,1078
6	68,70	34	214,0	-0,114	646	484,5	303,6	0,0996

Таблица 1 – Расчётная оценка малоцикловой усталости металла РВД при пуске из ГС

Таблица 2 – Расчётная оценка малоцикловой усталости металла РВД при пуске из НС

Номер узла	σ_{a} , МПа	t_{hom} , °C	Е, ГПа	r	$σ_B$, ΜΠα	$\sigma_{-\!1}$, MIIa	σ_N , МПа	$\epsilon_{a. \pi p.},\%$
1	36,20	511	179,0	-0,642	549	411,8	353,80	0,0449
2	98,85	500	180,0	-0,127	551	413,3	261,42	0,1188
3	40,15	506	179,6	-1,000	550	412,5	412,50	0,0191
4	49,00	493	181,0	-0,422	552	414,0	317,34	0,0687
5	95,40	436	186,0	-0,593	558	418,5	351,14	0,0747
6	58,25	34	214,0	-0,191	646	484,5	321,03	0,0884

Таблица 3 – Расчётная оценка малоцикловой усталости металла РВД при пуске из ХС

Номер узла	$σ_a$, ΜΠα	t_{hom} , °C	Е, ГПа	r	$σ_B$, ΜΠα	$\sigma_{-\!1}$, MPa	$σ_N$, ΜΠα	$\epsilon_{a. \pi p.}$, %
1	83,15	511	179,0	-1	549	411,8	411,75	0,0396
2	135,00	500	180,0	-0,126	551	413,3	261,28	0,1361
3	94,70	506	179,6	-1	550	412,5	412,50	0,0450
4	86,40	493	181,0	-0,831	552	414,0	387,12	0,0534
5	135,35	436	186,0	-0,948	558	418,5	410,20	0,0659
6	49,25	34	214,0	-0,242	646	484,5	332,39	0,0803

Таблица 4 – Расчётная оценка малоцикловой усталости металла РВД турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5»

Тип пуска	Температура по толщине ротора	Интенсивность напряжений,	Приведенная деформация,	Допустимое число пусков, $N_{\rm g}$
турбины	$t_{\rm max}$, °C	$σ_i$, ΜΠα	ε _{а. пр.} , %	$n_N = 5, \ n_{\varepsilon} = 1,5$
ГС	500	210,1	0,10216	3040
HC	500	178,2	0,11884	1840
XC	500	250,1	0,13605	1360

Реальные значения повреждаемости могут иметь тенденцию к снижению по следующим причинам: остановы с принудительным расхолаживанием могут увеличивать амплитуду напряжений; при наработке оборудования более 200 тыс. часов имеет место некоторая деградация свойств металла; отклонение реальных пусковых графиков от графиков, определенных инструкцией по эксплуатации, за счет влияния человеческого фактора; отсутствие полных данных о реальном состоянии металла роторов в данный момент эксплуатации.

Таким образом, расчетный ресурс металла ротора ВД турбоагрегата Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» выработан на 69 %. Циклическая поврежденность, определяемая в запас по упрощенной формуле согласно рекомендациям [5], составляет для РВД 59 %. Допустимое дополнительное расчетное число пусков для РВД составит порядка 558 пусков в самом консервативном варианте, когда в расчете использовано минимально допустимое число пусков 1360 при пуске из холодного состояния (п. 5, табл. 5).

Индивидуальный остаточный ресурс составляет для РВД 92162 часа, а с учетом упрощенной формулы в запас 21977 ч. в самом консервативном случае, как максимально низкий прогноз. Анализ полученных результатов позволяет продлить эксплуатацию роторов ВД на 50000 ч. при числе пусков, не превышающем 558 циклов.

N⁰	Наименование	Формула	Значение
1	Температура металла	t, °C	508
2	Интенсивность напряжений	$\sigma_{i\max}$, M Π a	102,8
3	Предел текучести	σ^B_{02} , МПа	551
4	Запас прочности по о _{імах}	$n'_{\rm T} = \sigma^B_{02} / \sigma_{i\max}$	5,36
		$[N_{pl}]n_{\rm HC}^{\rm PBД} = 142$	1840
5	Допускаемое число циклов по различным типам пусков	$[N_{pl}]n_{\rm XC}^{\rm PBA} = 110$	1360
		$[N_{pl}]n_{\Gamma C}^{PB \Pi} = 550$	3040
6	Циклическая поврежденность	$[\Pi_{\mathrm{II}}] = \sum n_l / [N_{p1}]$	0,339
7	Статическая поврежденность	$[\Pi_{\rm cr}] = \sum t_l / [t_{p1}]$	0,347
8	Суммарная поврежденность	$[\Pi_{\text{сум}}] = [\Pi_{\Pi}] + [\Pi_{\text{ст}}]$	0,686
9	Наработка, час	Т, ч.	201150
10	Среднее число часов работы в год	$T_{\rm rog} = T/z$	5436,5
11	Остаточная наработка в годах	$G = 1 - [\Pi'] / [\Pi''_{\Gamma}]$, лет	17
12	Индивидуальный остаточный ресурс	$T_{ m odim}=G imes au_{ m fod}$, год	92162
13	Общее число пусков	$N_{ m oбщ}$	802
14	Циклическая поврежденность (упрощенная формула)	$[\Pi_{\mathrm{u}}]_{\mathrm{ynpout.}} = \sum n_{\mathrm{sar}} / [N_{\mathrm{min}}]$	0,59
15	Суммарная поврежденность (упрощенная формула)	$[\Pi_{cyM}]_{ynpout} = [\Pi_{it}]_{ynpout} + [\Pi_{ct}]$	0,937
16	Индивидуальный остаточный ресурс (упрощенная формула)	$T'_{\text{ост}} = G \times \tau_{\text{год}}$, ч.	21977

Таблица 5 – Расчётная оценка поврежденности, остаточной наработки в годах и индивидуального ресурса ротора ВД турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5»

Выводы

1 Расчеты на малоцикловую усталость РВД паровой турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» показали, что расчетная степень выработки ресурса металла ротора ВД составляет порядка 34 %. Допустимое дополнительное расчетное число пусков для РВД составит порядка 558 пусков.

2 Расчеты на статическую прочность РВД паровой турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» показали, что расчетная степень выработки ресурса металла ротора ВД составляет порядка 35 %.

3 Суммарная поврежденность металла ротора высокого давления составляет 69 % и допускает дальнейшую эксплуатацию на ограниченный срок.

4 Индивидуальный остаточный ресурс РВД составляет 92162 часа, а с учетом упрощенной формулы в запас 21977 часов, как максимально низкий прогноз индивидуального ресурса.

5 Анализ результатов контроля металла ротора ВД за весь период эксплуатации свидетельствует о его удовлетворительном состоянии и совместно с результатами произведенных расчетов должны быть учтены при составлении решения экспертно-технической комиссии о продлении срока эксплуатации элементов турбины.

6 Анализ полученных результатов позволяет продлить эксплуатацию РВД на 50000 часов при числе пусков, не превышающем 558 пусков.

Список литературы

- 1 НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. – Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – Київ : ГРІФРЕ : М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
- 2 СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни : методичні вказівки / Міненерговугілля України / Н. Г. Шульженко. – Офіц. вид., 2011. – 24 с.
- 3 Инструкция по эксплуатации паровой турбины Т-100/120-130 бл. 1, 2 / ПАО "Харьковская ТЭЦ-5". – с. Подгорки, 2016. – 94 с.
- 4 РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость. Москва, 1985. – № АЗ–002/7382. – 49 с.
- 5 РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их экс-
плуатации сверх паркового ресурса. – Москва, 1996. – 98 с.

Bibliography (transliterated)

- (2005), ND MPE Ukrayiny'. Kontrol' metalu i prodovzhennya terminu ekspluataciyi osnovny'x elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovy'x elektrostancij. – Ty'pova instrukciya. SOU–N MPE 40.17.401:2004 [RD of MFEU. 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.
- 2 Shulzhenko, N. G. (2011), SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 Vy'znachennya rozraxunkovogo resursu ta ocinky' zhy'vuchosti rotoriv ta korpusny'x detalej turbiny': Metody'chni vkazivky'/ Minenergovugillya Ukrayiny' [Determination of the estimated

resource and assessment of survivability of rotors and turbine case details: Guidelines], Ministry of Fuel and Energy of Ukraine, Kyiv, Ukraine.

- 3 (2016), Instruktsiya po ekspluatatsii parovoy turbinyi T-100/120-130 bl. 1, 2 [Exploitation instruction steam turbine type T-100/120-130 of 1st and 2nd unit], Podgorki, Ukraine.
- 4 (1985), RTM 108.021.103. Detali parovyh stacionarnyh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost' [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation], Moscow, Russian.
- 5 (1996), RD 34.17.440–96. Metodicheskie ukazanija o porjadke provedenija rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovyh turbin i prodlenii sroka ih jekspluatacii sverh parkovogo resursa [Methodological guidelines to perform works within assessment of individual service life of steam turbines and its extension beyond the fleet service life], Moscow, Russian.

Сведения об авторах (About authors)

Черноусенко Ольга Юрьевна – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры Теплоэнергетических установок Тепловых и Атомных Электростанций, Национальный Технический Университет Украины «Киевский Политехнический Институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев; 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, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; 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; 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 "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"; Kyiv, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Черноусенко, О. Ю. Оценка малоцикловой усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 30–37. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.04.

Please cite this article as:

Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), "Estimating the Low-Cycle Fatigue, Damageability and the Residual Life of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130 unit No 1 used by PJSC "Kharkiv CHPP-5", *Bulletin of NTU "KhPI".* Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 10(1232), pp. 30–37, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Черноусенко, О. Ю. Оцінка малоциклової втомлюваності, пошкоджуваності та залишкового ресурсу ротору високого тиску турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 30–37. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.04.

АНОТАЦІЯ Розвиток централізованого теплопостачання у великих містах вимагає проведення оцінки індивідуального ресурсу кожного теплофікаційного енергоблоку після досягнення ним паркового ресурсу. Проведено оцінку і прогнозування залишкового ресурсу на базі 3D-просторових аналогів для ротору високого тиску парової турбіни Т-100/120-130 енергоблоку № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» з експериментально отриманими коефіцієнтами запасу міцності металу, а також з урахуванням реальних умов експлуатації.

Ключові слова: централізоване теплопостачання, ротор ВТ, пуск з холодного стану, з неостиглого стану, з гарячого стану, залишковий ресурс, малоциклова втомлюваність, довготривала міцність.

Поступила (received) 01.02.2017

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.05

Ю. О. БАХМУТСКАЯ, В. Н. ГОЛОЩАПОВ

ИЗМЕНЕНИЕ УСЛОВИЙ ПРОГРЕВА РОТОРА ЦВД В ОБЛАСТИ ПЕРЕДНИХ КОНЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ПРИ ПУСКЕ ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

АННОТАЦИЯ Выполнено исследование потоков пара в переднем концевом уплотнении (ПКУ) ЦВД турбины K-325-23,5 ПАО «Турбоатом» при ее подготовке к пуску из холодного состояния (ХС) на временном интервале от начала набора вакуума до толчка ротора. Показано, что при принятой схеме уплотнений и прогреве ЦВД через выхлопной патрубок прогревается только ограниченная концевая часть ротора в области ПКУ. Предложено изменение исходной конструкции ПКУ, позволяющее обеспечить равномерный прогрев ротора по всей длине ПКУ на всем временном интервале подготовки турбины к пуску, которое заключается в выполнении дополнительных камер с помощью обойм-вставок в существующую обойму внутреннего корпуса и их подключения к источникам повышенного давления (коллектор 1,3 МПа) и пониженного давления (конденсатор) с переключением их в процессе предпусковой подготовки. Определены расходы пара через каждый сегмент уплотнения и граничные условия для расчетного исследования температурного и термонапряженного состояния ротора ЦВД при пуске турбины из XC. Ключевые слова: ЦВД, уплотнение, ротор, пуск из холодного состояния (XC), прогрев.

JU. BAKHMUTSKA, V. GOLOSHCHAPOV

CHANGING THE HEATING CONDITIONS OF THE ROTOR OF HIGH PRESSURE CYLINDER IN THE REGION OF END SEALS IN THE COLD START MODE

ABSTRACT The steam flows in the front end seal (FES) of the high pressure cylinder of the turbine K-325-23.5 operated by PJSC "Turboatom" were studied to get prepared for the cold start at the time interval from the beginning of picking up the vacuum to the rotor push. The purpose of this research was to analyze the rotor heating in the FES region in the cold start mode and find the solution that would enable a more uniform rotor heating. Consideration was given to the superheated steam motion in FES sections. The FES length is equal to approximately one third of that of high pressure rotor. It has been shown that for the adopted seal scheme and high pressure cylinder heating only small end section is heated. Up to the point of steam supply through control valves at the rotor push about 80 % of the FES have low surface temperature and when the steam of 290 °C reaches the surface it results in the thermal shock and as a consequence in high thermal stresses in stress concentration regions, in particular at the angular points of cavities of a stepwise type. To provide the uniform rotor heating in the entire time interval from the beginning of picking up the vacuum to the rotor push we proposed to modify the initial FES structure. This enables the creation of an additional chamber using holding inserts and their connection to increased pressure sources (the collector of 1.3 MPa, cold industrial superheating when the high pressure cylinder is heated through the exhaust nozzle) and decreased pressure sources (the capacitor). The steam flow rate for every other seal segment and the boundary conditions for the computation investigation of thermal and thermostressed states of the rotor of high pressure cylinder in the been defined.

Key words: high pressure cylinder, seal, rotor, cold start, and the heating.

Введение

Ротора высокого и среднего давлений (РВД и РСД) - это одни из основных элементов паровых турбин, которые ограничивают срок их службы. ЦКТИ и ВТИ проведено обследование РВД и РСД (при наличии промежуточного перегрева пара) паровых турбин, отработавших более 80 тыс. часов [1]. При обследовании были обнаружены трещины и дефекты в области первых ступеней ЦВД и ЦСД, в термокомпенсационных канавках, на галтелях дисков регулирующих ступеней и на участках роторов, в области концевых уплотнений (КУ). Образование трещин чаще всего связано с тем, что ротора работают при высоких параметрах пара; в них возникают напряжения от центробежных сил; при пусках и остановах турбин в них появляются значительные температурные напряжения. Наиболее напряженными являются пуски турбин из холодного состояния (XC). В [2] приведены результаты определения параметров

пара в КУ на временном интервале от момента набора вакуума до толчка ротора при пуске турбины К-325-23,5 из ХС. Было получено распределение давлений и расходов пара по секциям КУ и граничные условия на поверхностях РВД в области ПКУ. Полученные результаты свидетельствуют о нерациональной схеме прогрева РВД, возникновении высокого уровня термонапряжений, которые могут приводить к образованию трещин.

Цель работы

Целью данного исследования является анализ прогрева ротора в области ПКУ на примере турбины К-325-23,5 при пуске из ХС. Поиск решения, позволяющего проводить его прогрев при подготовке к пуску на временном интервале от начала набора вакуума до толчка ротора. Поставленная цель может быть достигнута изменением конструкции ПКУ и схемы уплотнений.

© Ю. О. Бахмутская, В. Н. Голощапов, 2017

Изложение основного материала

На рис. 1а показан фрагмент переднего концевого уплотнения (ПКУ) ступенчатого типа ЦВД турбины К-325-23,5 [3]. Часть элементов КУ размещена во внутреннем цилиндре, а часть – во внешнем. Во внешней части ЦВД установлены кольцами обоймы с КУ, формирующие камеры.

Одним из возможных режимов образования трещин считается пуск турбины из ХС. Появления трещин или снижение надежности возможно на этапе подготовки турбины к пуску.



Рис. 1 – РВД турбины К-325-23,5: а – исходное расположение камер ПКУ; б – предложенный вариант модернизации ПКУ; 5 – проточная часть; 6-11 – камеры ПКУ; 12-14 – дополнительные камеры ПКУ

К предпусковой подготовке следует отнести подачу пара на КУ, включение эжекторов уплотнения, углубление вакуума и прогрев корпуса ЦВД подачей пара из котла через холодный промперегрев (ХПП) и выхлопной патрубок в ЦВД.

Предпусковую подготовку турбины при пуске ее из XC можно разделить на два этапа: 1-й временной интервал – набор вакуума (рис. 2*a*); 2-й временной интервал – подача пара через выхлопной патрубок (рис. 2*б*). Согласно инструкции [4] к 3-му временному интервалу можно отнести подача пара в турбину через регулирующий клапан, толчок ротора, набор оборотов, выход на режим холо-

стого хода, набор мощности турбины до выхода на номинальный режим.

Первый временной интервал длится 90 минут. За это время давление в конденсаторе и соединенных с ним областях ЦВД понижается от 100 кПа до 23 кПа. При начале набора вакуума в камеру № 2 заднего концевого уплотнения (ЗКУ) и в камеру № 10 ПКУ поступает перегретый пар с давлением P = 0,11-0,13 МПа и температурой T = 180 °C. Паровоздушная смесь из камер № 1 и № 11 отсасывается эжектором уплотнения, обеспечивая в них давление ~ 97 кПа. При пуске из XC температура элементов турбины принята 20 °C.



Рис. 2 – Графики подачи пара в ЦВД турбины К-325-23,5: а – 1-й временной интервал; б – 2-й временной интервал

Из камер № 3 и № 9 пар направляется в подогреватель низкого давления [2]. Часть пара из камеры № 9 проходит в камеру № 8. Следовательно на 1-м временном интервале большая часть элементов РВД и участок ПКУ, остается холодной.

К началу 2-го временного интервала давление в конденсаторе и внутренних полостях устанавливается ~ 23 кПа, а заканчивается при показаниях глубинной термопары в области паровпуска температуры равной ~ 130 °C. 2-й временной интервал длится примерно 90 минут.

На 2-м временном интервале (рис. 26) пар из котла через ХПП при давлении P = 0,2 МПа и с T = 190 °С подается через выхлопной патрубок во внутреннюю полость ЦВД и длится 15 минут, после чего давление повышается до 1–1,2 МПа, а температура до 290–300 °С. Эти параметры пара выдерживаются до толчка ротора. Перед пуском турбины происходит обеспаривание внутренней полости ЦВД, длительность которого 5–7 минут.

Такое изменение параметров пара на 2-м временном интервале вызывает следующие процессы: пар конденсируется на ограниченной длине КУ. При конденсации КТО достигают высоких значений. После достижения поверхностями элементов ротора температуры насыщения, происходит резкое снижение КТО и дальнейший нагрев элементов ротора и статора проходит перегретым паром при низких значениях КТО, определяемых структурой потока в проточной части и в межкорпусном пространстве (МКП).

Пар в МКП поступает через кольцевую щель между внутренним корпусом и обоймой и формирует структуру, близкую к струйной, с мощными отрывами [5]. Затем пар проходит через узкую кольцевую щель в камеру № 7 и создает протечки через уплотнения в камеры № 8 и № 9. Давление в камере № 7 зависит от длительности конденсации пара на поверхности МКП. Камера № 6 соединена с выходом пара из 10-й ступени. На 2-м временном интервале давление в камере № 6 практически равно давлению в камере № 7 и давлению в проточной части на входе в кольцевое уплотнение перед диском регулирующей ступени. Видно, что через большую часть ПКУ, расположенную в обойме между камерами № 7 и № 5, пар не перетекает, прогрев этой части КУ отсутствует.

Для оценки условий формирования КТО на поверхностях МКП с учетом структуры потока была разработана методика определения давления в камере № 7 и определены величины расходов пара через КУ с учетом изменения давлений в камерах (табл. 1). Это позволяет определить граничные условия на поверхностях РВД, меняющиеся во времени на этапе подготовки к пуску (табл. 2).

Browg MUU	Расход пара через ПКУ, кг/сек.								
время, мин.	G ₆₋₅	G ₇₋₆	G ₈₋₇	G ₉₋₈	G ₉	G ₁₀₋₉	G ₁₀₋₁₁		
0,1	0	0	0,0004	0,0006	0,0313	0,032	0,05		
45	0	0	0,0006	0,0007	0,038	0,038	0,05		
90	0	0	0,0007	0,001	0,0473	0,048	0,05		
91	0	0	0,046	0,046	0,09	0,042	0,05		
101	0	0	0,046	0,046	0,09	0,042	0,05		
102	0	0	0,045	0,045	0,087	0,042	0,05		
105	0	0	0,045	0,045	0,087	0,042	0,05		
140	0	0	0,27	0,27	0,314	0,045	0,05		
170	0	0	0,27	0,27	0,314	0,045	0,05		
179	0	0	0,022	0,022	0,064	0,042	0,05		

Таблица 1 – Распределение расходов пара в секциях уплотнения для исходного варианта ПКУ

Browg Mull	КТО на по	КТО на поверхности ЗКУ, Вт/м ² К			КТО на поверхности ПКУ, Вт/м ² К					
время, мин.	α_{2-1}	α ₂₋₃	α ₃₋₄	α_{4-5}	α_{5-6}	α_{6-7}	α ₇₋₈	α ₈₋₉	α_{10-9}	α_{11-10}
0,1	2670	2520	12	5	5	5	5	5	3120	2670
45	210	200	15	5	5	5	6	6	165	210
90	210	215	17	5	5	5	7	7	180	210
91	210	2750	3250	5	5	5	7	7	180	210
91	210	215	232	5	5	5	106	103	182	210
101	210	215	245	5	5	5	106	103	182	210
102	210	215	245	5	5	5	3250	2750	193	210
105	210	215	260	5	5	5	117	115	193	210
140	210	210	960	5	5	5	416	405	203	210
170	210	210	960	5	5	5	416	405	203	210

Таблица 2 – КТО на поверхности ротора в области КУ для исходного варианта прогрева ЦВД турбины



Рис. 3 – Схема уплотнений предложенного варианта подключения камер; ХПП – холодный промперегрев; П5 – подогреватель 5; ЭУ – эжектор уплотнений; 1–4, 7–14 – камеры уплотнений; 5 – проточная часть; 19 – МКП; 23, 24, 26, 30, 34, 36-38, 40, 41, 44 – система трубопроводов; 25, 27, 29, 31–33, 39, 42, 43, 45 – вентили и задвижки; 35 – выхлопной патрубок

КТО при конденсации пара на поверхностях МКП меняются от 1500-4700 Вт/(m^2 ·К) и снижаются до 30–220 Вт/(m^2 ·К) после достижения поверхностями температуры насыщения. Такое температурное состояние КУ при прогреве ЦВД со стороны выхлопного патрубка показывает, что при подаче свежего пара с температурой, повышающейся в процессе пуска от 300 до 523 °С, приводит в непрогретой части КУ, к резкому термоудару. Это может в углах впадин вызвать пластические деформации и появление трещин усталости.

Поэтому для снижения уровня напряжений целесообразно сохраняя количество гребней в КУ изменить его конструкцию (рис. 16) и схему подключения камер КУ (рис. 3). Для улучшения прогрева ротора в области ПКУ сохраняя график пуска целесообразно использовать принцип чередования камер, подключенных к источникам повышенного и пониженного давлений (рис. 3).

На рис. 16 приведено предложенное изменение конструкции ПКУ. Оно состоит в том, что в обойме, которая установлена во внутреннем корпусе с помощью дополнительных обойм-вставок, формируют три камеры. Это в сочетании с камерами, сформированными обоймами, установленными во внешнем корпусе, позволяет обеспечить перетоки пара, имеющего одинаковую начальную температуру пара по всей длине ПКУ.

На 1-м временном интервале пар с повышенным температурным потенциалом, поступающий в камеры, отбирается из соединительной магистрали. На 2-м временном интервале пар, с повышенными давлением и температурой, отбирается из ХПП. Пересоединение камер на источники повышенного и пониженного давлений, которыми являются соединительная магистраль (1,3 МПа), ХПП и конденсатор (23 кПа), производится с помощью паропроводов и вентилей, дополнительно устанавливаемых в схеме уплотнений (рис. 3).

При этом на 1-м временном интервале камеры № 12, № 14 и № 8 соединены с коллектором 1,3 МПа (как камеры № 2 и № 10). Через регулирующий клапан в них пар подается с давлением 130 кПа и температурой 180 °С. Внутренние полости ЦВД и камера № 7 находятся под понижающимся давлением от 100 кПа до 23 кПа.

На 2-м временном интервале камеры № 5, № 7 и № 13 подсоединены к ХПП, а камеры № 9, № 12 и № 14 подсоединены к конденсатору, дав-

ление в котором поддерживается 23 кПа. При таком подключении камер ротор прогревается по всей длине ПКУ. Распределение расходов пара для предложенного варианта ПКУ приведено в табл. 3.

Таблица 3 – Распределение расходов пара в секциях ПКУ для предложенного варианта

Время,		Расход пара через ПКУ, кг/сек.										
МИН.	G ₁₂₋₅	G ₁₂	G ₁₂₋₁₃	G ₁₃	G ₁₄₋₁₃	G ₁₄	G ₁₄₋₇	G ₈₋₇	G ₈₋₉	G ₉	G ₁₀₋₉	G ₁₀₋₁₁
0,1	0,045	Х	0,032	0,064	0,032	Х	0,032	0,032	0,022	0,05	0,027	0,05
45	0,062	Х	0,044	0,088	0,044	Х	0,044	0,044	0,031	0,068	0,038	0,05
90	0,07	Х	0,05	0,1	0,05	Х	0,05	0,05	0,034	0,077	0,042	0,05
91	0,11	0,18	0,074	Х	0,074	0,152	0,078	0,042	0,042	0,084	0,042	0,05
101	0,11	0,18	0,074	Х	0,074	0,152	0,078	0,042	0,042	0,084	0,042	0,05
102	0,107	0,182	0,075	Х	0,075	0,151	0,075	0,041	0,041	0,083	0,042	0,05
105	0,108	0,184	0,076	Х	0,076	0,152	0,076	0,041	0,041	0,083	0,042	0,05
140	0,66	1,12	0,46	Х	0,46	0,93	0,46	0,25	0,25	0,29	0,04	0,05
170	0,66	1,12	0,46	Х	0,46	0,93	0,46	0,25	0,25	0,29	0,04	0,05
179	0,053	0,09	0,037	Х	0,037	0,075	0,037	0,02	0,02	0,062	0,042	0,05

Таблица 4 – КТО на поверхности ротора в области ПКУ для предложенного варианта прогрева ЦВД

Время,	КТО на поверхности ПКУ, Вт/м ² К								
МИН.	α_{5-12}	α_{12-13}	α_{13-14}	α_{14-7}	α_{7-8}	α_{8-9}	α_{9-10}	α_{11-10}	
0,1	3120	3120	3120	3120	3120	3040	3120	2670	
45	217	170	170	170	170	150	170	210	
90	235	184	184	184	184	160	184	210	
91	315	249	249	233	169	169	184	210	
101	315	249	249	233	169	169	184	210	
102	347	272	272	272	198	198	184	210	
105	362	284	284	284	206	206	184	210	
140	1334	1050	1050	1050	1630	1630	180	210	
170	1334	1050	1050	1050	1630	1630	180	210	
179	219	172	172	172	125	125	184	210	

Обсуждение результатов

Предложенный подход к формированию потоков пара между камерами КУ позволяет получить примерно равные граничные условия третьего рода, как на 1-м, так и на 2-м временном интервалах предпусковой подготовки. Температурные поля и термонапряжения, выполненные на участках ротора № 8, 9 и 10 исходного варианта КУ, не превышает 348 МПа, что соответствует 0,7 от предела упругих напряжений. Поэтому можно ожидать, что для предложенной схемой КУ, термонапряжения не будут превышать предела упругости.

Выводы

Рассмотрен новый подход установки камер в области ПКУ. Предложена новая схема формирования потоков пара в секциях КУ для прогрева ПКУ ЦВД. Показано, что полученные расходы пара через КУ позволяют добиться равномерного прогрева ротора в области ПКУ. Получены граничные условия (табл. 4) для расчетного исследования термонапряженного состояния ротора.

Список литературы

- Судаков, А. В. Обоснование продления срока службы паровых турбин, имеющих детали с отклонениями от требований нормативной документации / А. В. Судаков, С. Н. Гаврилов, А. И. Левченко, Е. В. Георгиевская, Л. В. Федорова // Neftegaz.RU. – 2015. – № 1–2. – С. 42–47. – ISSN 2410-3837.
- 2 Голощапов В. Н. Характеристики течения пара в концевых уплотнениях ЦВД на этапе набора вакуума / В. Н. Голощапов, Ю. О. Бахмутская // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 122–128. ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.17.
- 3 Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт / В. Г. Суботін, С. В. Левченко, В. Л. Швецов, О. Л. Шубенко, А. О. Тарелін, В. П. Суботович. Харків : Фоліо, 2009. 256 с. ISBN 978-966-03-4952-0.
- 4 **ПАО «Турбоатом».** Турбина паровая К-325-23,5. Руководство по эксплуатации. – Харьков : ПАО «Турбоатом», 2006. – 80 с.
- 5 Теплообмен в элементах конструкций паровых турбин / Ю. М. Мацевитый, С. В. Алехина, В. Н. Голощапов, О. В. Котульская / Под общ. ред.

акад. НАН Украины Ю. М. Мацевитого. – Харьков : Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2012. – 288 с. – ISBN 978-966-02-6322-2.

Bibliography (transliterated)

- Sudakov, A., Gavrilov, S., Georgievskaya, Ye., Levchenko, A., Fedorova, L. (2015), Obosnovaniye prodleniya sroka sluzhby parovykh turbin, imeyushchikh detali s otkloneniyami ot trebovaniy normativnoy dokumentatsii [Justification of the extension of the service life of steam turbines that have parts with deviations from the requirements of regulatory documentation], Neftegaz.RU, Moscow, Russia, no. 1–2, pp. 42–47, ISSN 2410-3837.
- 2 Goloshchapov, V. and Bakhmutska, Ju. (2016), "Characteristics of the Steam Flow in the End Seals of High Pressure Cylinders in the State of Vacuum Augmentation", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and

heat engineering processes and equipment, no. 8(1180), pp. 122–128, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.17.

- 3 Subotin, V., Levchenko, S., Shvecov, V., Shubenko, O., Tarelin, A. and Subotovych, V. (2009), Stvorennjaparovih turbin novogo pokolinnja potuzhnistju 325 MVt [Creating steam turbines of new generation with the capacity of 325 MW], Folio, Kharkiv, Ukraine, ISBN 978-966-03-4952-0.
- 4 **JSC** "**Turboatom**". (2006), *Turbina parovaja K-325-23,5. Rukovodstvo po jekspluatacii [Steam turbine K-325-23.5. Manual]*, JSC Turboatom, Kharkiv, Uktaine.
- 5 Matsevityy, YU., Alekhina, S., Goloshchapov, V., Kotul'skaya, O. (2012) Teploobmen v elementakh konstruktsiy parovykh turbin [Heat exchange in the elements of steam turbine], A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine, P.288, ISBN 978-966-02-6322-2.

Сведения об авторах (About authors)

Бахмутская Юлия Олеговна – инженер, отдел моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, г. Харьков, Украина; e-mail: julia.bakhmutska@gmail.com, ORCID 0000-0002-2334-7432.

Bakhmutska Julija – engineer, Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Голощапов 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, ORCID 0000-0002-2075-5326.

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.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Бахмутская, Ю. О. Изменение условий прогрева ротора ЦВД в области передних концевых уплотнений при пуске из холодного состояния / Ю. О. Бахмутская, В. Н. Голощапов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 38–43. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.05.

Please cite this article as:

Bakhmutska, Ju. and Goloshchapov, V. (2017), "Changing the Heating Conditions of the Rotor of High Pressure Cylinder in the Region of End Seals in the Cold Start Mode", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 38–43, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.05.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Бахмутська, Ю. О. Зміна умов прогріву ротора ЦВТ в області передніх кінцевих ущільнень при пуску з холодного стану / Ю. О. Бахмутська, В. М. Голощапов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 38–43. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.05.

АНОТАЦІЯ Виконано дослідження потоків пару в передньому кінцевому ущільненні (ПКУ) ЦВТ турбіни К-325-23,5 ПАТ «Турбоатом» при її підготовці до пуску з холодного стану (ХС) на тимчасовому інтервалі від початку набору вакууму до поштовху ротора. Показано, що при прийнятій схемі ущільнень і прогріву ЦВТ через вихлопний патрубок прогрівається лише обмежена кінцева частина ротора в області ПКУ. Запропонована зміна вихідної конструкції ПКУ, що дозволяє забезпечити рівномірне прогрівання ротора по всій довжині ПКУ на всьому інтервалі підготовки турбіни до пуску, яке полягає у виконанні додаткових камер за допомогою обойм-вставок в існуючу обойму внутріинього корпусу і їх підключення до джерел підвищеного тиску (колектор 1,3 МПа) і зниженого тиску (конденсатор) з перемиканням їх в процесі передпускової підготовки. Визначені витрати пари через кожен сегмент ущільнення і граничні умови для розрахункового дослідження температурного і термонапруженого стану ротора ЦВТ при пуску турбіни з XC.

Ключові слова: ЦВТ, ущільнення, ротор, пуск з холодного стану (ХС), прогрів.

Поступила (received) 08.02.2017

УДК 621.313.333.322-82(085)

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.06

А. В. ТРЕТЬЯК, А. Ю. ШУТЬ, П. Г. ГАКАЛ, В. Р. ПОЛИЕНКО

ОСОБЕННОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ КАПСУЛЬНОГО ТИПА

АННОТАЦИЯ Выполнен анализ различных конструкций гидрогенераторов. Показаны достоинства и недостатки различных вариантов компоновки конструкции в зависимости от действия сил различной природы. Проведены расчётные исследования в трехмерной постановке по определению теплового состояния гидрогенераторов капсульного типа. Исследованы возможности введения дополнительного охлаждения для обмотки статора. Представлена возможность выполнения трёхмерных расчётов теплового состояния гидрогенераторов капсульного типа с воздушным охлаждением. Проведено исследование влияния типа турбины на напряжённое состояние генератора. В работе уделено внимание применению различных методик расчёта: метод развёрнутых тепловых (эквивалентных) схем; аналитическое решение теплового состояния; методы CFD (computational fluid dynamics) конечных элементов. Показано, что применение методов CFD возможно при дополнении существующих граничных условий. Определены начальные и граничные условия для расчёта сложнонапряжённых составляющих конструкции. Впервые выполнен и верифицирован расчёт теплового состояния капсульного гидрогенератора с учётом основных и добавочных потерь. Результаты позволят повысить надежность работы гидроэлектростанций и энергосистемы в целом.

Ключевые слова: гидрогенератор, тепловое состояние, капсульный тип, трехмерный расчет, вычислительная гидродинамика

O. TRETIAK, O. SHUT, P. GAKAL, V. POLIIENKO

FEATURES OF MATHEMATICAL MODELING OF THE THERMAL STATE OF THE BULB TYPE HYDROGENERATORS

ABSTRACT The analysis of different Hydrogenerators designs was carried out. The advantages and lacks of various versions of the design arrangement depending upon action of different nature forces were shown. Calculation studies in threedimensional model statement to determine the thermal state of the bulb type Hydrogenerators were carried out. The opportunity of carrying out of three-dimensional calculation of the thermal state of the bulb type Hydrogenerators with air cooling is submitted. The study of the turbine type influence to the stressed state of the generator was carried out. In the article the special attention is paid to application of various calculation methods namely the method of detailed thermal (equivalent) diagrams; Analytical solution of the thermal state; Methods of CFD (computational fluid dynamics) of finite elements. It is shown that the application of CFD (computational fluid dynamics) methods is possible with the addition of existing limiting conditions. Initial and limiting conditions for calculation of complicated stressed components of the design were determined. For the first time the calculation of the thermal state of the bulb Hydrogenerators taking into account the basic and additional parameters was carried out and verified. The results shall help improve the reliability of hydro- power plants and the power system as a whole.

Keywords: Hydrogenerator, thermal state, bulb type, three-demensional calculation, computational fluid dynamics.

Введение

Конструкция гидрогенератора в значительной степени определяется характеристиками его привода – гидравлической турбины. Поэтому гидрогенератор является обычно тихоходной синхронной машиной; его скорость вращения редко превышает 500 об/мин, хотя встречаются гидрогенераторы со скоростью вращения до 1000 об/мин.

В зависимости от конструктивного типа турбины гидрогенератор может быть вертикального или горизонтального исполнения, а также существует капсульный тип гидрогенератора, где турбина и гидрогенератор объединены в одном корпусе, находящемся в проточной части гидроэлектростанции. Капсульные гидрогенераторы нашли широкое применение для низконапорных русловых, а также приливных ГЭС. Они характеризуются относительно небольшими частотами вращения и искусственно уменьшенными радиальными размерами, что достигается использованием более эффективных, принудительных систем охлаждения. Единичная мощность капсульных гидроагрегатов не превышает 50 MBт, однако при необходимости она может быть значительно повышена.

Известным исполнениям вертикальных гидрогенераторов соответствуют свои модификации капсульных машин: подвесному – конструктивная схема с размещением подпятника и контрподпятника между турбиной и генератором, зонтичному – компоновка с расположением подпятника и контрподпятника со стороны, противоположной турбине (рис. 1).

В зарубежной практике иногда различают зонтичное и полузонтичное исполнения, понимая при этом под первым выполнение ротора в виде усеченного конуса благодаря изогнутой форме спиц остова. В этом случае достигается макси-

© А. В. Третьяк, А. Ю. Шуть, П. Г. Гакал, В. Р. Полиенко, 2017

мальное приближение плоскости трения подпятника к магнитной оси ротора. Под полузонтичным понимают обычную конструкцию с прямолинейными спицами ротора.

Существуют различные конструкции рабочих колес турбин гидрогенераторов (рис. 2). У радиально-осевых турбин лопасти рабочего колеса имеют сложную кривизну, поэтому вода, поступающая с направляющего аппарата, постепенно меняет направление с радиального на осевое. Такие турбины используют в широком диапазоне напоров от 30 до 600 м. В настоящее время созданы уникальные радиально-осевые турбины мощностью 700 МВт.

Цель работы

Определение теплового состояния гидрогенератора капсульного типа в трехмерной постановке с учетом основных добавочных электрических потерь, вентиляционных потерь и вызванных трением.

Системы охлаждения капсульного гидрогенератора

В капсульных гидрогенераторах (рис. 3) применяется принудительное охлаждение. Это прежде всего жидкостные системы непосредственного охлаждения обмоток и сердечников. Внедрение этих систем, характеризующихся большей эффективностью и экономичностью, позволило повысить удельные электромагнитные и тепловые нагрузки машин и ее единичную мощность. При этом в гидрогенераторах в качестве охлаждающего агента используется вода. Обмотки и шины обмотки статора охлаждаются непосредственно водой, обмотки возбуждения выполнены с форсированным воздушным охлаждением.

Переход на принудительную систему охлаждения оказался вынужденным. Получили развитие две принципиально отличные системы охлаждения крупных капсульных машин: аксиальная – воздухом нормального или повышенного давления и непосредственное водяное охлаждение.

При аксиальной воздушной системе охлаждения мощность, затрачиваемая на вентиляцию генератора, становится весьма значительной и КПД резко снижается. Именно это обстоятельство заставляет в крупных капсульных генераторах повышать давление воздуха; при этом потери на вентиляцию снижаются пропорционально абсолютному давлению [1].

Использование непосредственного водяного охлаждения обмоток статора и ротора, а также сердечников полюсов устранило все указанные выше трудности, полностью исключило необходимость искусственной циркуляции воздуха в генераторе, так как при надлежащем выборе материалов и размеров у капсульных машин потери в сердечнике статора отводятся водой, протекающей по каналам в проводниках обмотки статора.

Помимо получения обычных преимуществ (снижение габаритов и массы), водяное охлаждение применительно к капсульным гидрогенераторам большой мощности позволяет также значительно упростить конструкцию ряда узлов и повысить надежность работы оборудования.

Методы определения теплового состояния электрических машин

В настоящее время существует несколько методов определения теплового состояния электрических машин и, в частности, турбогенераторов:

1 Метод развернутых тепловых (эквивалентных) схем.

2 Аналитическое решение теплового состояния.

3 Методы *CFD* (*computational fluid dynamics*) конечных элементов.

При проектировании и создании генератора используют современные методы математического моделирования *CFD*. Примечательно, что часть узлов, которые в классике изготавливаются на предприятиях завода изготовителя выполняются на станции. Данное обстоятельство говорит о достаточно точных методиках расчётов и моделирования, т.к. большое количество сварных соединений требует повсеместного учета тепловых и механических нагрузок [2].

Проведя обзоров литературы можно сделать вывод, что компания *Andritz* и *Alstom* являются флагманами в использовании современных методов расчета.

Метод развернутых тепловых (эквивалентных) схем

Метод развёрнутых эквивалентных схем (МЭС) замещения является самым распространённым методом определения температурного поля в электрических машинах (ЭМ).

По этому методу ЭМ условно расчленяется на тела простой геометрической формы, в пределах которых условия охлаждения остаются примерно постоянными. В настоящее время подавляющее большинство тепловых расчетов электрических машин выполняется на основе эквивалентных схем замещения. При этом параллельное сложение термических сопротивлений применяют для решения не только двухмерных, но и трехмерных задач, когда суммируются тепловые сопротивления по трем направлениям потока. Последнее делается без дополнительного теоретического обоснования. МЭС позволяет применять в тепловом расчете известные принципы наложения (суперпозиции) и обратимости.

Одним из наиболее существенных преимуществ данного метода является простота. Однако МЭС не позволяет производить расчеты температурного распределения в узлах, а дает решение лишь для характерной точки конструктивного элемента. Данный недостаток не дает возможности глубокого исследования температурного состояния ЭМ и применим лишь на начальных, прикидочных этапах расчетов.

Аналитический метод определения теплового состояния

Вторым по применяемости является аналитический метод определения температурных полей, заключающийся в решении дифференциальных уравнений, описывающих распределение температуры вдоль узлов и деталей турбогенераторов.

Система дифференциальных уравнений, описывающих распределение температуры вдоль обмотки статора и вдоль пакета железа статора, имеет вид:

$$\begin{split} \lambda_M S_M \frac{d^2 T_1}{dx_1^2} + p_{10} (1 + \beta T_1) - \Delta_1 (T_1 + T_0) &= 0 ,\\ \lambda_M S_M \frac{d^2 T_2}{dx_2^2} + p_{20} (1 + \beta T_2) - \Delta_2 (T_2 + T_0) &= 0 ,\\ \lambda_M S_M \frac{d^2 T_3}{dx_3^2} + p_{30} (1 + \beta T_3) - \Delta_{35} (T_3 - T_5) - \\ &- \Delta_{34} (T_3 - T_4) &= 0,\\ \lambda_M S_M \frac{d^2 T_4}{dx_4^2} + p_{40} (1 + \beta T_4) - \Delta_{45} (T_4 - T_5) - \\ &- \Delta_4 (T_4 - T_0) &= 0,\\ \lambda_{CII} S_C \frac{d^2 T_5}{dx_5^2} + p_{50} - \Delta_{35} (T_5 - T_3) - \\ &- \Delta_{45} (T_5 - T_4) - \Delta_5 (T_5 - T_0) &= 0. \end{split}$$

Расчётная модель представлена на рис. 4. Двухслойная обмотка разбита на четыре участка. Участок l лобовой части связан по всей длине $l_{\rm nl}$ с хладагентом удельной проводимостью Δ_1 , определяемой изоляционным слоем, конструктивными элементами и коэффициентом теплоотдачи. Теплоотвод на участке 2 лобовой части длиной $l_{\rm n2}$ определяется удельной теплопроводностью Δ_2 . Слои пазовой части обмотки 3 и 4 с длиной $l_{\rm n2} = l_{\rm n4}$ связаны взаимной тепловодностью Δ_{34} . Условия охлаждения над пакетом статора описываются удельной теплопроводностью Δ_5 , а охлаждение в зазоре – удельной проводимостью Δ_4 .

Система дифференциальных уравнений, описывающих распределение температуры вдоль обмотки статора и вдоль пакета железа статора, представлена в работе [3].

С учетом выбранных направлений координат *x_i* задача решается для последующих граничных условий:

1 Симметричное охлаждение статора:

$$\frac{dT_3}{dx_3}\Big|_{x_3=0}, \quad \frac{dT_4}{dx_4}\Big|_{x_4=0}$$

2 Равенство температур в сопрягаемых сечениях участков:

$$T_1\Big|_{x1=l_{n1}} = T_2\Big|_{x2=l_{n2}}, T_1\Big|_{x1=0} = T_3\Big|_{x3=l_{n3}},$$
$$T_2\Big|_{x2=0} = T_4\Big|_{x4=l_{n4}}.$$

3 Равенства тепловых потоков в сопрягаемых сечениях участков:

$$\frac{dT_1}{dx_1}\Big|_{x1=l_{n1}} = \frac{dT_2}{dx_2}\Big|_{x2=l_{n2}}, \frac{dT_1}{dx_1}\Big|_{x1=0} = \frac{dT_3}{dx_3}\Big|_{x3=l_{n3}}, \frac{dT_2}{dx_2}\Big|_{x2=0} = \frac{dT_4}{dx_4}\Big|_{x4=l_{n4}}.$$

Согласно расчётам и экспериментальным данным максимальное значение температуры находится на неохлаждаемом участке лобовой части обмотки статора.

Из определенного решения теплового состояния возможно определение температуры статора и статорной обмотки лишь вдоль длины, а реальное определение температуры в сечении, при кратковременных режимах короткого замыкания невозможно. Поэтому данная методика может быть применена при эскизном проектировании турбогенератора, которая требует определения реальной конструкции.

Метод конечных элементов определения температурного поля CFD

Анализ методов моделирования тепловых полей в электромеханических системах показал, что для численного решения задач теплопередачи наиболее простым в реализации и удовлетворительным по скорости сходимости и точности решения является метод конечных элементов (МКЭ) [4]. Данный метод очень широко применяется в современных прикладных программных продуктах (типа ANSYS, FEMM, ELCUT) для моделирования тепловых, электромагнитных и других полей.

В диссертационной работе Глухова Д.М. разработана математическая модель теплового поля многофазного асинхронного двигателя (АД), позволяющая исследовать его установившиеся и аварийные режимы работы, а также тепловую напряжённость отдельных участков статора.



Puc. 1 – Вертикальный гидрогенератор конструкции Andritz



Рис. 2 – Общий вид рабочих колес реактивных турбин: а – радиально-осевая; б – пропеллерная; в – поворотно-лопастная; г – двухперовая, диагональная



Рис. 3 – Капсульный гидрогенератор



Рис. 4 – Схема расчетной модели двухслойной обмотки статора электрической машины



Рис. 5 – Линии тока в лобовой части ЭМ



Рис. 6 – Трехмерная модель гидрогенератора капсульного типа



Рис. 7 – Результаты расчёта в трехмерной модели

Методика позволяет рассчитывать коэффициенты теплоотдачи с поверхности оболочки электрической машины для использования их в уточнённых расчётах тепловой напряжённости отдельных участков изоляции обмотки статора многофазного асинхронного двигателя. В третьем разделе диссертации Глухова Д.М. приведены результаты исследований двухмерных тепловых полей поперечного сечения АД в различных режимах работы.

Для моделирования теплового поля ЭМ в нормальных (симметричных) и аномальных (несимметричных, сопровождающихся обрывом фазы) режимах работы была предложена следующая математическая модель.

$$\begin{vmatrix} \frac{1}{r_1} \frac{\partial}{\partial r_1} \left(\lambda_{r_1} \frac{\partial T}{\partial r_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -q_1 - c\rho \frac{\partial T}{\partial t}, \\ \frac{1}{r_2} \frac{\partial}{\partial r_2} \left(\lambda_{r_2} \frac{\partial T}{\partial r_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -q_2 - c\rho \frac{\partial T}{\partial t}, \\ \frac{1}{r_n} \frac{\partial}{\partial r_n} \left(\lambda_{r_n} \frac{\partial T}{\partial r_n} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -q_n - c\rho \frac{\partial T}{\partial t}, \end{aligned}$$

где T – температура; t – время; $\lambda(z, r)$ – компоненты тензора теплопроводности; λ – теплопроводность материала; q – удельная мощность тепловыделения; c – удельная теплоемкость материала; ρ – плотность материала.

В качестве инструмента конечноэлементного моделирования полевых задач на основе математической модели использован российский пакет *ELCUT 4.2T*, который позволяет производить линейный и нелинейный температурный анализ в плоской и осесимметричной постановке.

В работе [5] представлено частичное решение проблемы расчета системы вентиляции электрической машины, только лишь для зоны лобовых частей (рис. 5).

Расчет и особенности моделирования теплового состояния на примере гидрогенераторов капсульного типа

Одним из представителей семейства капсульных гидрогенераторов является агрегат расположенный на Каневской ГЭС и Киевской ГЭС, спроектированный и построенный на ГП «ЗАВОД «ЭЛЕКТРОТЯШМАШ».

Стоит обратить внимание, что для науки эти машины представляют особый интерес, т.к. были рассчитаны методиками 50-х годов, эксплуатировались и модернизировались вместе с научным прогрессом. При вводе эксплуатации, для серийных образцов были проведены глубокие испытания.

Энергетические исследования гидрогенератора № 4, выполненные Ленинградским отделением Гидропроекта в 1969 г., имели своей целью экспериментальное определение величин отдельных потерь в гидрогенераторе для определения мощности на валу турбины при ее энергетических испытаниях. Выполнялось сопоставление экспериментальных и расчетных значений величин отдельных потерь в генераторе.

Учитывая, что при определении КПД капсульных гидрогенераторов Киевской ГЭС существенное влияние на его величину имеют потери на вентиляцию и возбуждение, составляющие неотъемлемую часть общих потерь генератора, при испытаниях были отдельно определены мощности, потребляемые вентиляторной и возбудительной установками, питающимися от шин гидрогенератора.

Испытания по определению КПД гидрогенератора № 4 выполнены согласно ГОСТ 183-55 методом самоторможения при осушенной турбине.

Испытания по самоторможению проведены в диапазоне скоростей вращения от 80 до 120 % номинальной скорости.

Энергетические исследования капсульного генератора № 4 Киевской ГЭС показали, что:

а) действительный его КПД (согласно ГОСТ 183-55) отличается от расчетного значения следующим образом:

 $P_a, \%$ 10; 25; 50; 75; 100; 125; КПД +2,69 +1,14 +0,43 +0,05 -0,09 +0,55

б) характер зависимости опытного КПД от нагрузки также отличается от расчетной зависимости; при нагрузке 100 % номинальное опытное значение КПД ниже расчетного на 0,09 %, а в остальных режимах – выше расчетного.

При выполнении расчета теплового состояния капсульного гидрогенератора был реализован расчет теплового состояния всей конструкции с учетом основных и добавочных электрических потерь, вентиляционных потерь и вызванных силами трения. Для обеспечения наиболее точного теплового состояния электрической машины построена подробная трехмерная модель конструкции (рис. 6).

В данной работе в качестве средства моделирования использован прикладной программный пакет SolidWorks и в частности его модуль для моделирования течения жидкостей и газов - Flow simulation. Flow simulation - программное обеспечение, полностью интегрированное в SolidWorks для расчёта жидкостных и газовых потоков внутри и снаружи модели SolidWorks, а также рассчитывающее теплопередачу от, к и между этими моделями конвекцией, излучением и теплопроводностью с помощью технологий вычислительной гидрогазодинамики (CFD) [6]. Flow Simulation моделирует движение потока, на основе решения уравнения Навье-Стокса, которое являет интерпретацией законов сохранения массы, импульса и энергии для потока жидкости. Уравнения дополнены выражениями состояния жидкости, которые определяют природу жидкости и эмпирическими зависимостями плотности, вязкости и теплопроводности жидкости от температуры.

Однако, если провести детальный анализ, недостатком приведенного решения является частичное моделирование теплового состояния машины. Как следствие, одним из существенных упущений является невозможность учесть основные и добавочные потери.

Законы сохранения массы, импульса и энергии для потока жидкости в декартовой системе координат, которая вращается с угловой скоростью Ω вокруг оси, проходящей через начало системы координат можно записать следующим образом:

2

2--

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (pu_i) = 0,$$

$$\frac{\partial pu_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (pu_iu_i) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_{ij},$$

$$\frac{\partial pH}{\partial t} + \frac{\partial pu_iH}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} [u_i (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i] + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + p\varepsilon + S_i u_i,$$

$$H = h + \frac{u^2}{2}.$$

Обсуждение результатов

В представленной работе, впервые решена задача расчета теплового состояния гидрогенератора в трехмерной постановке (рис. 7).

Она отличается от существующих тем, что при выполнении расчета были учтены все особенности конструкции генератора, включая лобовые части стержневых обмоток, а также уточнены начальные и граничные условия. В расчете учтены добавочные потери, путем решения обратной задачи.

Выводы

Проведен анализ достоинств и недостатков существующих конструкций гидрогенераторов.

Выполнено сравнение расчетных значений полученными различными методами расчета теплового состояния гидрогенератора с экспериментальными.

Разработан алгоритм расчета и выработаны рекомендации для расчета теплового состояния гидрогенератора капсульного типа.

Список литературы

- 1 Кобзар, К. О. Аналіз причин пошкодження турбогенераторів та гідрогенераторів шляхом визначення скаладнонапруженного 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 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2016.08.19.
- 2 **Tabernero, A.** Predictive Maintenance in hydrogenerators [Electronic resource] / **A. Tabernero, B. Batlle** // Presented in Hydro 2007. – Spain, Granada. – 2007. – C. 1–8. – Режим доступа: или URb: http://www.unitronics-

electric.com/pdf/Paper_Hydro_Marketing_low.pdf. - 07.01.2017.

- 3 Борисенко, А. И. Охлаждение промышленных электрических машин / А. И. Борисенко, О. Н. Костиков, А. И. Яковлев. – Москва: Энергоатомиздат, 1983. – 297 с. : ил. ; 21 см.
- 4 **Алямовский, А.** А. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский. Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2005. – С. 163–170.
- 5 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. – C. 86–92. – ISSN 0885-8969.
- 6 Ошовский, В. В. Использование компьютерных систем конечно-элементного анализа для моделирования гидродинамических процессов / В. В. Ошовский, Д. И. Охрименко, А. Ю. Сысоев // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серия: Химия и химическая технология. – 2010. – Вып. 15. – ISSN 2074-6652.

Bibliography (transliterated)

- 1 Kobzar, K., Shut, O., Ovsiannykova, 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.
- 2 **Tabernero, A. and Batlle, 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).

- 3 Borisenko, A. I., Kostikov, O. N. and Yakovlev, A. I. (1983), Ohlazhdenie promyishlennyih elektricheskih mashin [Cooling of industrial electric machines], Energoatomizdat, Moscow, Russia.
- 4 Alyamovskiy, A. A. (2005), Kompyuternoe modelirovanie v inzhenernoy praktike [Computer modeling in engineering practice], BHV-Peterburg, St. Petersburg, pp. 163–170.
- 5 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.
- 6 Oshovskiy, V. V., Ohrimenko, D. I. and Syisoev, A. Yu. (2010), "Ispolzovanie kompyuternyih sistem konechno-elementnogo analiza dlya modelirovaniya gidrodinamicheskih protsessov [Use of computer finite element analysis systems for simulation of hydrodynamic processes]", NaukovI pratsI Donetskogo natsIonalnogo tehnIchnogo unIversitetu. Seriya: Himiya i himicheskaya tehnologiya [Scientific works of Donetsk National Technical University. Series: Chemistry and Chemical Technology.], No. 15, ISSN 2074-6652.

Сведения об авторах (About authors)

Третьяк Алексей Владимирович – кандидат технических наук, ГП «ЗАВОД «ЭЛЕКТРОТЯЖМАШ», зав. сектором механических расчетов; 61089, Украина, г. Харьков, пр-т Московский, 299; e-mail alex3tretjak@mail.ru, ORCID 0000-0003-4945-5500.

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

Шуть Александр Юрьевич – заступник начальника отдела проектирования гидрогенераторов и КМПТ, ГП «ЗАВОД «ЭЛЕКТРОТЯЖМАШ», 61089, Украина, г. Харьков, пр-т Московский, 299; ORCID 0000-0003-1591-2558.

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

Гакал Павел Григорьевич – доктор технических наук, доцент, Национальный аэрокосмический университет; e-mail: pavlo.gakal@gmail.com.

Gakal Pavlo – Doctor of Technical Sciences, Docent, National Aerospace University, Associate Professor at the Department of Thermal Engineering Aerospace.

Полиенко Владислав Русланович – инженер-конструктор, ГП «ЗАВОД «ЭЛЕКТРОТЯЖМАШ», НАУ «ХАИ»; 61089, Украина, г. Харьков, пр-т Московский 299; e-mail: vlad_polienko@outlook.com, ORCID 0000-0002-2318-0767.

Poliienko Vladyslav – design engineer, SE "Plant" Electrotyazhmash"; NAU "KhAI"; 299 Moskovsky Ave, 61089, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Третьяк, А. В. Особенности математического моделирования теплового состояния гидрогенераторов капсульного типа / **А. В. Третьяк, А. Ю. Шуть, П. Г. Гакал, В. Р. Полиенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 44–51. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.06.

Please cite this article as:

Tretiak, O., Shut, O., Gakal, P. and Poliienko, V. (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. 10(1232), pp. 44–51, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.06.

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, П. Г. Гакал, В. Р. Полієнко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 44–51. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.06.

АНОТАЦІЯ Виконано аналіз різних конструкцій гідрогенераторів. Показані переваги та недоліки різних варіантів компонування конструкції в залежності від дії сил різної природи. Проведено розрахункові дослідження в тривимірній постановці за визначенням теплового стану гідрогенераторів капсульного типу. Досліджено можливості введення додаткового охолодження для обмотки статора. Представлена можливість виконання тривимірних розрахунків теплового стану гідрогенераторів капсульного типу з повітряним охолодженням. Проведено дослідження впливу типу турбіни на напружений стан генератора. В роботі приділено увагу застосуванню різних методик розрахунку: метод розгорнутих теплових (еквівалентних) схем; аналітичне рішення теплового стану; методи CFD (computational fluid dynamics) кінцевих елементів. Показано, що застосування методів CFD можливо при доповненні існуючих граничних умов. Визначено початкові і граничні умови для розрахунку складнонавантажених складових конструкції. Вперше виконано та верифіковано розрахунок теплового стану капсульного гідрогенератора з урахуванням основних і додаткових втрат. Результати дозволять підвищити надійність роботи гідроелектростанцій та енергосистеми в цілому.

Ключові слова: гідрогенератор, тепловий стан, капсульний тип, тривимірний розрахунок, обчислювальна гідродинаміка

Поступила (received) 08.02.2017

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07

А. И. ТАРАСОВ, О. А. ЛИТВИНЕНКО, И. А. МИХАЙЛОВА

РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОТВЕРСТИЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

АННОТАЦИЯ Рассмотрены известные методы расчета расходных характеристик отверстий, которые широко применяются в системах охлаждения газовых турбин. Методы основаны на использовании понятий коэффициента расхода и коэффициента гидравлического сопротивления. Использование последнего в расчетах систем охлаждения является предпочтительным, так как он связывает расход воздуха с падением полного давления в каналах. Для использования коэффициента расхода в общем алгоритме расчета систем охлаждения установлено соотношение между ним и коэффициента расхода в общем алгоритме расчета систем охлаждения установлено соотношение между ним и коэффициентом гидравлического сопротивления. В связи с тем, что обширные экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению отверстий относятся к несжимаемым средам, был разработан метод, позволяющий учитывать сжимаемость. Метод заключался в делении общих потерь полного давления в диафрагме на элементы, такие как потери давления на входе в отверстие, выходе из него и потери давления на трение. Ключевые слова: система охлаждения, газовая турбина, гидравлическое сопротивление, расход воздуха.

A. TARASOV, O. LYTVYNENKO, I. MYHAYLOVA

A PAPER TITLE PUT HERE WITH TIMES NEW ROMAN 10 A PAPER TITLE PUT HERE WITH TIMES NEW ROMAN 10

ABSTRACT Consideration was given to the known methods that are widely used for computation of the metering characteristics of the openings designed for gas turbine cooling systems. The methods are based on the use of such notions as the flow coefficient and the hydraulic resistance coefficient. The use of the latter is preferable for the design of cooling systems, because it correlates the air rate with the total pressure drop in the channels. To use the flow coefficient for the general cooling system computation algorithm the relation between it and the hydraulic resistance coefficient was established. Due to the fact that the extensive experimental data on the hydraulic resistance of openings are related to noncondensable media the method was developed that enables their use taking into account the compressibility. The method consists in the division of overall losses of the total pressure in the diaphragm into the elements, in particular opening inlet pressure losses, opening outlet pressure losses and friction pressure losses. The air density and the Mach number were defined for each element. The relationship was proposed to take into account the influence the setting angles of openings have on the hydraulic resistance. The method used for computation of the metering characteristics of openings showed a sufficiently good coincidence with experimental data when the pressure ratio values varied in the range of $P_1^+/P_2 = 1$ to 2.5, a relative length of the channel was in the range of l/d = 6.4 to 24.3 and setting angles of the opening were 30°, 45°, 90°. The data given in the paper are of great practical interest, because the gas turbine cooling system behavior is defined to a great extent by pressure losses in the multiple openings.

Key words: cooling system, gas turbine, hydraulic resistance and the air flow.

Введение

В системах охлаждения газовых турбин часто встречаются короткие каналы небольшого проходного сечения, которые располагаются между каналами значительного большего поперечного сечения. Эти каналы, которые представляют собой по сути отверстия в стенках, обладают большим гидравлическим сопротивлением и регламентируют расходы воздуха в системе. Поэтому точность, с которой находятся расходные характеристики отверстий, является решающим фактором, определяющим надежность моделирования системы охлаждения в целом.

Течение воздуха в отверстиях зависит от ряда факторов, среди которых можно выделить следующие факторы: радиус закругления входной кромки отверстия, угла установки отверстия в стенке, наличие сносящего потока воздуха.

Цель работы

Целью данной работы являлось развитие метода расчета гидравлического сопротивления удлиненных диафрагм с учетом сжимаемости среды в диапазоне перепадов давлений, как докритического, так и сверхкритического. Кроме того, совершенствование метода сводилось к изучению влияния на гидравлическое сопротивление угла расположения отверстия в теле диафрагмы.

Гидравлическое сопротивление и коэффициент расхода

Существует два подхода к определению расхода воздуха в отверстиях с помощью гидравлического сопротивления ζ и коэффициента расхода μ [1]. Расчет систем охлаждения газовых турбин основан на использовании коэффициента гидравлического сопротивления, а экспериментальные данные для сжимаемых потоков более широко представлены относительно коэффициентов рас-

© А. И. Тарасов, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова, 2017

хода. Поэтому имеется необходимость взаимного пересчета этих коэффициентов. Установим связь между ними с помощью некоторых допущений, учитывающих различие гидравлического и газодинамического подходов.

Массовый расход через сопло или диафрагму (отверстие) равен

$$G = C_d A_q \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P_1^*}{RT_1^*}} P_1^* \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right), \qquad (1)$$

где $\varepsilon = P_2/P_1^*$ – отношение статического давления в полости за соплом к полному давлению в полости перед соплом; C_d – коэффициент расхода сопла или диафрагмы; G – массовый расход; A – площадь поперечного сечения в горле сопла или площади поперечного сечения отверстия. Если ввести понятие плотности, определенной по пол-

ным параметрам, т.е.
$$\rho_1^* = \frac{P_1^*}{RT_1^*}$$
 то (1) имеет вид

$$G = C_d A \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \rho_1^* P_1^* \left(\epsilon^{\frac{2}{k}} - \epsilon^{\frac{k+1}{k}} \right).$$
(2)

При расчёте систем охлаждения рассматривается гидравлическая сеть, расход воздуха в каналах которой связан с падением полного давления

$$P_1^* - P_2^* = \zeta \frac{G^2}{2\rho_1 A^2} \,. \tag{3}$$

Для несжимаемой среды не имеет значения выбор определяющего сечения для определения плотности. Если среда сжимаемая, то плотность и соответственно ζ относится к входному или выходному сечению из канала. Будем определять плотность по статическим параметрам потока на входе в канал. Если предположить, что статическое и полное давления в выходной камере приближенно равны между собой $P_2^* \cong P_2$, то

$$P_{\rm l}^*(1-\varepsilon) = \zeta \frac{G^2}{2\rho_1 A^2} \,. \tag{4}$$

Тогда, полагая, что в камере перед отверстием $\rho_1^* \approx \rho_1$ и подставляя расход из (3) в (1) получим выражение для коэффициента гидравлического сопротивления

$$\zeta = \frac{1}{C_d^2} \frac{1 - \varepsilon}{\frac{k}{k - 1} \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)}.$$
(5)

или

где

$$\zeta = C \frac{1}{C_d^2}, \qquad (6)$$

$$C = \frac{1 - \varepsilon}{\frac{k}{k - 1} \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k + 1}{k}}\right)}. \qquad (7)$$

Если отношение давлений меньше критического равного

$$\varepsilon_* = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{\kappa}{k-1}},\tag{8}$$

то расход остается постоянным

$$G_* = \sqrt{\frac{k}{R}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{2(k-1)}} A \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}}$$
(9)

и коэффициент *С* становится для воздуха равным 2,012 (рис. 1).



Рис. 1 – Зависимость коэффициента С от перепада давлений P_2/P_1^*

Очевидно, что полученное соотношение (5) справедливо в том случае, если живое сечение предшествующей и последующей камер значительно больше живого сечения отверстия. Если имеется стеснение потоков перед и за отверстием, то в расчет следует внести поправки.

Экспериментальные данные

Для обоснования метода расчета расхода через отверстия воспользуемся экспериментальными данными Гритша [2]. Рабочий участок экспериментальной установки Гритша представлял собой напорный и сбросной параллельные прямоугольные каналы, разделенные стенкой толщиной 30 мм. В стенке было выполнено одно отверстие диаметром 10 мм, которое располагалось под углами 90°, 45°, 30° соответственно в каждом из рассмотренных вариантов. Поперечное сечение каналов соответственно равнялось 20×60 и 41×90 мм². Воздух подавался раздельно в верхний сбросной канал, и в нижний напорный канал. Гритш уделил особое внимание влиянию на коэффициент расхода сносящих потоков в каждом из каналов. В настояшей статье мы воспользуемся только теми данными, которые были получены при отсутствии сносящих потоков (значения критерия Маха было равным нулю в верхнем и нижнем канале).

Метод определения коэффициента расхода

Методы определения расходных характеристик отверстий и диафрагм для сжимаемых сред опираются на определение коэффициента расхода C_d , в то время как расчеты гидравлических сетей охлаждения используют гидравлическое сопротивление ζ . Разница между отверстием и диафрагмой заключается в том, что в первом случае размеры камер до и после отверстия считаются бесконечно большими.

Наиболее полно, на наш взгляд, метод расчета коэффициентов расхода в утолщенных диафрагмах изложен в статье Макгрихана (W. F. McGreehan) [3]. Метод расчета коэффициента расхода диафрагмы при совместных эффектах ряда параметров заключается в нормировании каждого отдельного коэффициента расхода по базовому значению и последующем вычислении произведения сомножителей. Результирующий коэффициент расхода утолщенной диафрагмы со скругленной входной кромкой определяется как

$$C_d = 0.06 \left(\frac{C_{dr}}{0.60} \right) \left(\frac{C_{dr,L}}{0.60} \right).$$
(10)

Эта зависимость не является окончательно и приведена здесь только для того, чтобы показать принцип построения метода. Практическая реализация метода выглядит сложнее. Индексы при коэффициентах расхода отражают влияние таких факторов, как закругление входной кромки отверстия, толщина диафрагмы. Кроме этих факторов были также учтены значения числа Re и скорости сносящего потока. Базовое значение коэффициента расхода было принято равным 0,6, которое соответствует тонкой диафрагме с острой входной кромкой при Re = $3,2\cdot10^4$.

Коэффициент расхода по Макгрихану отличается от общепризнанного и равен

$$C_{dm} = \frac{G}{YA\sqrt{\frac{2P_{1}^{*}}{RT_{1}^{*}}(1-\varepsilon)}},$$
 (11)

где поправка на сжимаемость равна для диафрагмы

$$Y_0 = 1 - 0.41 \frac{P_1^* - P_2}{kP_1^*}, \qquad (12)$$

а для сопла соответственно

$$Y_n = \sqrt{\varepsilon^{\frac{2}{k}} \frac{k}{k-1} \frac{1-\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}{1-\varepsilon}}.$$
 (13)

В общем случае не ясно когда нужно использовать ту или иную поправку и автор предлагает следующий подход

$$\begin{cases} Y = (1 - X)Y_0 + XY_n, C_d > 0.82, \\ X = 8.333(C_d - 0.82), \\ Y = Y_0, C_d < 0.82. \end{cases}$$
(14)

Таким образом, коэффициент расхода по Макгрихану совпадает с коэффициентом расхода в (1) только для сопла. Если рассматривается диафрагма, то коэффициенты расхода связаны соотношением

$$C_d = C_{dm} \frac{Y_0}{Y_n}.$$
 (15)

В [3] указывается, что расчет расходов системы охлаждения газовой турбины приводил к очень хорошему совпадению с экспериментом. К сожалению, в статье не указывается, чему равен коэффициент расхода при сверхкритических перепадах давления. Поэтому в данной статье было принято в качестве ограничения критическое отношение давлений (8).

Метод определения гидравлического сопротивления в сжимаемой среде

Как указывалось ранее, использование коэффициента расхода в расчетах систем охлаждения имеет определенные неудобства, связанные с необходимостью задания как полного на входе, так и статического давления на выходе из канала. Поэтому обратимся к зависимостям для гидравлического сопротивления. В справочнике Идельчика [4] приводятся зависимости для различных конструкций диафрагм и в частности для утолщенной диафрагмы

$$\zeta = 0.5 \left(1 - \frac{A_0}{A_1} \right) + \tau \sqrt{1 - \frac{A_0}{A_1}} \left(1 - \frac{A_0}{A_2} \right) + \lambda \frac{L}{d} + \left(1 - \frac{A_0}{A_2} \right)^2, \quad \text{Re} > 10^5.$$
(16)

Графическое представление коэффициента, учитывающего относительную длину диафрагмы, была аппроксимирована тремя зависимостями

$$\begin{cases} \frac{L}{d} < 0.8 \to \tau = -0.0914 \left(\frac{L}{d}\right)^4 - 1.2857 \left(\frac{L}{d}\right)^2 + 1.3311, \\ \frac{L}{d} < 2.0 \to \tau = 0.2775 \left(\frac{L}{d}\right)^4 - 1.9695 \left(\frac{L}{d}\right)^3 + 5.2265 \left(\frac{L}{d}\right)^2 - 6.2825 \left(\frac{L}{d}\right) + 2.9941, \\ \frac{L}{d} > 2.0 \to \tau = 0. \end{cases}$$
(17)

Для меньших чисел Рейнольдса в [4] приведен приближенный метод расчета гидравлического сопротивления.

Практически все экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению получены для несжимаемых сред, т.е. при малых значениях числа Маха. В тоже время отверстия и диафрагмы, как элементы системы охлаждения газовых турбин, работают при больших перепадах давления, при которых учет сжимаемости среды становится принципиальным.

Если учесть, что все опыты по изучению гидравлических потерь были выполнены с помощью пневмометрического метода, то в соответствии с [5] в отличие от (3) имеем определение коэффициента гидравлического сопротивления в виде

$$\zeta = \frac{P_1^* - P_2^*}{P_1^* - P_2} \,. \tag{18}$$

Известно, что полное давление в сжимаемой жидкости связано со статическим давлением соотношением

$$P^* = P \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$
 (19)

Разлагая (19) в степенной ряд и ограничиваясь его двумя членами, имеем

$$P^* \cong P + \frac{\rho w^2}{2} \left(1 + \frac{1}{4} M^2 \right).$$
 (20)

Тогда [1]

$$P_{1}^{*} - P_{2}^{*} = \zeta \frac{\rho w^{2}}{2} \left(1 + \frac{1}{4} M^{2} \right) =$$
$$= \zeta \frac{G^{2}}{2\rho A^{2}} \left(1 + \frac{1}{4} M^{2} \right).$$
(21)

Отсюда следует, что для сжимаемых потоков приведенный коэффициент сопротивления может быть больше, чем для несжимаемых сред на 25 %

$$\zeta' = \zeta \left(1 + \frac{1}{4} M^2 \right). \tag{22}$$

Очевидно, что здесь используется максимальное значение числа Маха и плотность среды также должна быть взята в сечении, где число Маха максимально.

Рассмотрим построение зависимости (16). Она состоит из трех членов (рис. 2), которые представляют собой соответственно коэффициент сопротивления на входе в отверстие ζ_1 , на выходе из него ζ_3 , и объединённые потери, обусловленные взаимодействием деформации потока на входе и выходе из него, а также потери на трение ζ_2

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 \,. \tag{23}$$

Очевидно, что эти члены определяют потери давления на каждом из участков, т.е.

или

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \tag{24}$$

(24)

$$\Delta p = \frac{1}{2A^2} \left[\frac{31}{\rho_1} \left(1 + \frac{1}{4} \right) + \frac{\zeta_2}{\rho_2} \left(1 + \frac{M_2^2}{4} \right) + \frac{\zeta_3}{\rho_3} \left(1 + \frac{M_3^2}{4} \right) \right], \quad (25)$$

 $G^2 \left[\zeta_1 \left(-\mathbf{M}_1^2 \right) \right]$

$$\Delta p^* = \zeta' \frac{G^2}{2\rho_1 A^2},$$
 (26)

где

$$\zeta' = \rho_1 \left[\frac{\zeta_1}{\rho_1} \left(1 + \frac{M_1^2}{4} \right) + \frac{\zeta_2}{\rho_2} \left(1 + \frac{M_2^2}{4} \right) + \frac{\zeta_3}{\rho_3} \left(1 + \frac{M_3^2}{4} \right) \right],$$



Рис. 2 – Схема характерных сечений гидравлической сети

Таким образом, в настоящей работе предложено рассматривать потери давления в отверстии на каждом из участков с учетом плотности и Maxa.

Расчет систем охлаждения основан на использовании полных давлений и температур. Поэтому непосредственное использование (25) или (26) невозможно без определения статических параметров потока. В [6] представлен алгоритм, который позволяет найти статические давления, температуру, число Маха по заданному массовому расходу и параметрам торможения. Кроме того, предложен метод запирания каналов охлаждения при достижении числа Маха равного единице. Метод заключается в ведении дополнительного гидравлического сопротивления на том участке канала, на котором M = 1.

Сравнение методов расчета C_d с экспериментом и разработка метода расчета гидравлического сопротивления наклоненного отверстия

Выполним расчеты для условий эксперимента Гритша с отверстием d = 10 мм, просверленным в стенке толщиной 30 мм по нормали к

поверхности. Таким образом, имеем отверстие с относительной длиной 3. Зададим для определенности параметры перед отверстием $P_1^* = 5$ бар, $T_1^* = 300$ К. Давление за перегородкой изменялось так, что $P_1^*/P_2 = 1...2,5$. При заданных условиях определялось гидравлическое сопротивление, а затем массовый расход и коэффициент расхода из (1) или (2). При расчете по [4] непосредственно рассчитывался коэффициент расхода.

Как следует из рис. 3 коэффициент расхода по методу Магрихана (15) значительно превышает экспериментальные значения, в то время как коэффициент расхода $C_{dm} = 0,795$. Таким образом, рост коэффициента расхода обусловлен отношением коэффициентов сжимаемости для диафрагмы и сопла Y_0/Y_n . Очевидно, что изменением коэффициента сжимаемости для диафрагмы Y_0 можно добиться лучшего совпадения. К сожалению, в [3] не дано объяснения того, почему этот коэффициент имеет вид (12). Поэтому поступая формально, константа 0,41 в (12) была заменена на 0,80, в результате чего было получено значительно лучшее совпадение с экспериментом. Однако такой подход в силу формальности не внушает доверия.



Рис. 3 – Сравнение методов расчета коэффициента расхода с экспериментальными данными



Рис. 4 – Влияние угла установки на коэффициент расхода



Рис 5 – Аппроксимация коэффициента z

Непосредственное использование зависимостей для гидравлического сопротивления в несжимаемой жидкости (16) также продемонстрировало его непригодность.

Применение предложенного подхода для расчета гидравлического сопротивления (26) приводит к значительно лучшему соответствию эксперимента. Однако зависимость (26) должна все же быть улучшена как для данного случая, так и для случаев расположения отверстий под некоторыми углами к поверхности. Очевидно, что изменения угла расположения отверстия меняет условия входа в отверстие и, следовательно, коэффициент гидравлического сопротивления входа и в частности сомножитель z

$$\zeta = z \left(1 - \frac{A_0}{A_1} \right). \tag{27}$$

При использовании экспериментальных данных Гритша было учтено, что с изменением угла установки отверстия, изменялась относительная длина канала.

Угол, α	30°	45°	90°
L/d	6,0	4,24	3,0

Подбором сомножителя z удалось получить достаточное соответствие расчета C_d с экспериментальными данными Гритша.

Аппроксимация этого сомножителя по трем точкам приводит к зависимости

$$z = 3 \cdot 10^{-5} \alpha^2 - 5, 2 \cdot 10^{-3} \alpha + 0,845 .$$
 (28)

Отметим, что влияние угла установки отверстия в теле диафрагмы в соответствии с (28) оказалось значительно меньше, чем аналогичная зависимость Вейсбаха [4], приведенной к условию z = 0,65 при нормальном расположении отверстия (рис. 5).

Выводы

Выполненные исследования показало, что зависимости для гидравлического сопротивления справедливы для не сжимаемых сред и могут быть также использованы и для газов, если учитывать предложенным способом. Этот способ предполагает деление общего гидравлического сопротивления на компоненты с последующим учетом сжимаемости для каждого из них, что позволяет использовать богатый экспериментальный материал, например [4], для расчета систем охлаждения газовых турбин.

Список литературы

- 1 Швец, И. Т. Воздушное охлаждение деталей ГТ / И. Т. Швец, Е. П. Дыбан. – Киев : Наукова думка, 1974. – 487 с.
- 2 **Michael, Gritsch**. Effect of Cross Flows on the Discharge Coefficient of Film Cooling Holes With Varying Angles of Inclination and Orientation / **Gritsch Michael** // Journal of Turbomachinery. – October, 2001.
- 3 Макгрихан. Расходные характеристики утолщенных диафрагм со скругленной входной кромкой при закрутке потока / Макгрихан // Современное машиностроение. – 1989. – Серия А, № 4. – С. 141–146.
- 4 Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. Москва : Машиностроение, 1992. – 672 с.
- Ainley, D. G. An Examination of the Flow and Pressure Losses in Blade Rows of Axial-Flow Turbines / D. G. Ainley, G. C. R. Mathieson // Reports and Memoranda.
 March, 1951. – No. 2891. – 34 c.

6 Тарасов, А. И. Расчет гидравлических сетей с учетом сжимаемости теплоносителя / А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – № 3. – С. 92–101. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated)

- 1 Shvec, Y. T. and Dyban, E. P. (1974), *Air cooling of gas turbine parts*, Scientific thought, Kiev, Ukraine.
- 2 **Michael, Gritsch** (2001), "Effect of Cross Flows on the Discharge Coefficient of Film Cooling Holes With Varying Angles of Inclination and Orientation", *ASME*, *Journal of Turbomachinery*, October.
- 3 McGreehan, W. F. (1989), "Flow Characteristics of Long Orifices With Rotation and Corner Radiusing", *Modern machine building*, Series A, No. 4, pp. 141–146.
- 4 Idelchik, I. E. (1992), *Reference book on hydraulic resistance*, Mechanical engineering, Moscow, Russia.
- 5 Ainley, D. G. and Mathieson, G. C. R. (1951), "An Examination of the Flow and Pressure Losses in Blade Rows of Axial-Flow Turbines", Reports and Memoranda, No. 2891, March, 34 p.
- 6 Tarasov A. I. and Tran Cong Sang (2010), "Hydraulic Networks Modeling With Compressibility Heat Carrier", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 3, pp. 92–101, ISSN 2078-774X.

Сведения об авторах (About authors)

Тарасов Александр Иванович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Харьков, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина; alx.tarasov@gmail.com.

Tarasov Alexsandr – Doctor of Technical Sciences, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Литвиненко Оксана Алексеевна – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, ORCID 0000-0002-0182-2255.

Lytvynenko Oksana – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Михайлова Ирина Александровна – старший преподаватель кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, ORCID 0000-0002-1857-0787.

Myhaylova Irina – Lecturer of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Тарасов, А. И. Расходные характеристики отверстий, применяемых в системах охлаждения газовых турбин / А. И. Тарасов, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 52–58. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.

Please cite this article as:

Tarasov, A. I., Lytvynenko, O. A. and Myhaylova, I. A. (2017), "Metering Characteristics of the Openings Used for the Cooling Systems of Gas Turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 52–58, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Тарасов, О. І. Витратні характеристики отворів, які застосовуються в системах охолодження газових турбін. // О. І. Тарасов, О. О. Литвиненко, І. О. Михайлова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 52–58. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.

АНОТАЦІЯ Розглянуто відомі методи розрахунку витратних характеристик отворів, які широко застосовуються в системах охолодження газових турбін. Методи засновані на використанні понять коефіцієнта витрати і коефіцієнта гідравлічного опору. Використання останнього в розрахунках систем охолодження є кращим, тому що він пов'язує витрату повітря з падінням повного тиску в каналах. Для використання коефіцієнта витрати в загальному алгоритмі розрахунку систем охолодження встановлено співвідношення між ним і коефіцієнтом гідравлічного опору. У зв'язку з тим, що відомі експериментальні дані по гідравлічному опору отворів відносяться до нестисливих серед, був розроблений метод, що дозволяє враховувати стисливість. Метод полягав у розподілі загальних втрат повного тиску в діафрагмі на елементи, такі як втрати тиску на вході в отвір, вихід з нього і втрати тиску на тертя.

Ключові слова: система охолодження, газова турбіна, гідравлічний опір, витрата повітря.

Поступила (received) 08.02.2017

УДК 621.577

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.08

В. А. ВОЛОЩУК

ПОГЛИБЛЕНИЙ ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОВОГО НАСОСА ЯК ЕЛЕМЕНТА СИСТЕМИ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БУДИНКУ З УРАХУВАННЯМ СЕЗОННИХ КОЛИВАНЬ РЕЖИМІВ РОБОТИ

АНОТАЦІЯ В роботі наведені результати поглибленого ексергетичного аналізу теплового насосу на стічних водах, призначеного для теплозабезпечення будівлі з урахуванням сезонних коливань потреб енергії та температури низькопотенційного джерела. Показано, що у прийнятих умовах дійсне зниження деструкції ексергії у тепловому насосі можливе за рахунок зменшення необоротностей при передачі теплоти у випарнику та конденсаторі — тобто при допомозі зниження температурного напору у цих теплообмінниках.

Ключові слова: поглиблений ексергетичний аналіз, тепловий насос, теплозабезпечення будинку.

V. VOLOSHCHUK

ADVANCED EXERGETIC ANALYSIS OF A HEAT PUMP PROVIDING SPACE HEATING TAKING INTO ACCOUNT SEASONAL VARIATIONS OF OPERATION MODES

ABSTRACT In contrast to conventional exergy-based methods, advanced exergetic analyses can evaluate exergy destructions due to interactions among components of the energy-conversion system and the real potential for improving system components. Application of a detailed advanced exergetic analysis on a wastewater source heat pump providing space heating in variable operation modes is proposed in the work. In order to determine thermodynamic parameters of the refrigeration vapor compresion cycle a special simulation model was used. The so-called thermodynamic-cycle-based approach was applied to split the exergy destruction within each component of a heat pump into unavoidable, avoidable, endogenous and exogenous parts. It is shown that in the investigated system only about 50 % of the total seasonal destructions in components of the heat pump can be avoided. About 40 % of this avoidable thermodynamic inefficiency is caused by interactions among components. According to the results received, in order to improve the thermodynamic performance of the analyzed heat pump the evaporator should be improved first and the condenser second. The compressor has very low potential for the heat pump improvement and the throttling valve has no potential for this purpose. Based on the applied advanced exergetic analysis it is possible to receive more precise and useful information for better understanding and improving the design and operation of the analysed heat pump.

Key words: advanced exergetic analysis, heat pump, space heating.

Вступ

Ексергетичний підхід є новим витком в теорії створення систем теплозабезпечення будівель. Можливості суто енергетичного підходу до удосконалення таких систем майже вичерпані. На відміну від енергетичного аналізу ексергетичний метод оцінки дозволяє визначити місцезнаходження, значення та джерела термодинамічних втрат в системі.

Поглиблений ексергетичний аналіз розроблений представниками німецької школи прикладної термодинаміки [1–3]. Даний аналіз важливий з точки зору розширення можливостей ексергетичного підходу для прикладного використання.

Огляд літературних джерел показав, що методологія поглибленого ексергетичного аналізу реалізована, в основному, на прикладі холодильних машин або теплових насосів промислового призначення, де розглядається тільки один режим роботи – номінальний [1–5]. У випадку роботи теплового насоса у складі системи теплозабезпечення будинку має місце мінливість його режимів роботи, що визначається впливом погоднокліматичного чинника, як всередині опалювального сезону, так і у багаторічному перерізі.

Мета роботи

Отже, метою роботи є реалізація поглибленого ексергетичного аналізу теплового насоса як базового джерела системи теплозабезпечення будинку з урахуванням сезонних коливань режимів роботи.

Викладення основного матеріалу

В кожному елементі енергоперетворювальної системи тільки частина термодинамічних втрат може бути усунена. Через технологічні обмеження, пов'язаних, наприклад, із існуючими матеріалами, технологіями і/або вартістю матеріалів і виробничих процесів, максимальне значення ексергетичної ефективності k-го компонента не може бути збільшено при будь-яких інвестиціях. Частина деструкції ексергії, яка незалежно від досконалості компонента буде мати місце, називається неминучою, або та, яку усунути неможна (англ. – unavoidable – UN). Інша частина деструкції ексергії – та, яку можна усунути (англ. – avoidable – AV) [1–3]

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{AV} + \dot{E}_{D,k}^{UN} \,. \tag{1}$$

© В. А. Волощук, 2017

Отже, при удосконалені енергосистеми, зусилля повинні бути направлені саме на ту частину деструкції ексергії, яку можна усунути.

Доведено, що деструкція ексергії в окремому елементі системи залежить від термодинамічних втрат як безпосередньо у самому елементі так і в інших елементів, що входять у систему [1–3]. В результаті була розроблена теорія розділення деструкції ексергії на внутрішньо залежну (англ. – endogenous – EN) та зовнішньо залежну (англ. – exodogenous – EX) [1–3]

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX}$$
 (2)

На основі отриманих значень внутрішньо та зовнішньо залежних частин деструкції ексергії можна розробити стратегію удосконалення системи [1–3]:

- при $\dot{E}_{D,k}^{EN} > \dot{E}_{D,k}^{EX}$, необхідно зробити ак-

цент на удосконалення даного компонента;

– при $\dot{E}_{D,k}^{EN} < \dot{E}_{D,k}^{EX}$, даний компонент може бути удосконалений «автоматично» за рахунок удосконалення інших компонентів системи або структурних змін системи;

- при $\dot{E}_{D,k}^{EN} = \dot{E}_{D,k}^{EX}$ варто перейти до аналізу

інших елементів системи, так як удосконалення одного з інших елементів обов'язково вплине на величину деструкції ексергії в даному елементі, тобто призведе до перших двох випадків аналізу.

В результаті такого поділу деструкції ексергії з'явився так званий поглиблений ексергетичний аналіз [1-3]. Об'єднання цих чотирьох складових деструкції елемента системи забезпечило її поділ на такі частини: внутрішньо залежну і ту, яку неможна усунути $\dot{E}_{D.k}^{EN,UN}$ – не може бути усунута через існуючі технологічні обмеження даного елемента системи; зовнішньо залежну і ту, яку неможна усунути $\dot{E}_{D,k}^{EX,UN}$ – не може бути усунута через існуючі технологічні обмеження інших елементів системи та даного структурного рішення; внутрішньо залежну і ту, яку можна усунути $\dot{E}_{D,k}^{EN, \, AV}$ – може бути усунута за рахунок удосконалення даного елемента системи; зовнішньо залежну і ту, яку можна усунути $\dot{E}_{Dk}^{EX, AV}$ – може бути усунута за рахунок удосконалення інших елементів системи та/або структурного рішення системи.

Крім того, для кращого розуміння взаємного впливу компонентів системи, зовнішньо залежну деструкцію ексергії *k*-го компонента можна розділити за формулою [1]

$$\dot{E}_{D,k}^{EX} = \sum_{\substack{r=1\\r \neq k}}^{n-1} \dot{E}_{D,k}^{EX,r} + \dot{E}_{D,k}^{mexo}, \qquad (3)$$

де $\dot{E}_{D,k}^{EX,r}$ – частина зовнішньо залежної деструкції ексергії в *k*-му компоненті, яка спричинена в *r*-му компонентіом; $\dot{E}_{D,k}^{mexo}$ – частина зовнішньо залежної деструкції ексергії в *k*-му компоненті, яка спричинена одночасною дією всіх компонентів системи одночасно.

На рис. 1 показана структура розділення деструкції ексергії у k-му компоненті системи у відповідності до наведеної вище класифікації.



Рис. 1 – Поділ деструкції ексерегії у k-му компоненті системи [1]

З точки зору практичного удосконалення установки необхідно виділяти саме ту деструкцію ексергії, яку можна уникнути за рахунок удосконалення окремих елементів і включає в себе частину деструкції, яка випливає безпосередньо на даний елемент, та частину, яка впливає на інші елементи. Ця складова буде визначатися за формулою [1]

$$\dot{E}_{D,k}^{AV,\Sigma} = \dot{E}_{D,k}^{AV,EN} + \sum_{\substack{r=1\\r\neq k}}^{n-1} \dot{E}_{D,r}^{AV,EX,k} , \qquad (4)$$

де $\dot{E}_{D,k}^{AV,\Sigma}$ – сумарне значення деструкції ексергії, яку можна уникнути, у *k*-му компоненті і яка впливає на термодинамічну досконалість самого елемента $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ та термодинамічну досконалість

інших компонентів $\sum_{\substack{r=1\\r\neq k}}^{n-1} \dot{E}_{D,r}^{AV, EX, k}$.

Зазвичай тепловий насос покриває не всю встановлену теплову потужність споживача. Частина навантажень забезпечується додатково так званими піковими догрівачами. Доцільність влаштування бівалентних систем теплозабезпечення будівель обгрунтовується в роботі [6] та ін. В даних дослідженнях ця особливість також врахована і, у відповідності із рекомендаціями [6], встановлена потужність теплового насосу для теплозабезпечення заданого типу будинку прийнята рівною 50 % розрахункової, тобто 12 кВт.

В якості низькотемпературного джерела енергії використовуються стічні води з температурою, яка змінюється в діапазоні 12...22 °С. У проектному режимі охолодження стічних вод у випарнику прийнято рівним 3 К, мінімальний температурний напір як у випарнику так і у конденсаторі становить 5 К.

Для дослідження режимів роботи системи теплозабезпечення при зміні теплового навантаження (непроектний режим роботи) використаний квазістаціонарний підхід побудови математичних моделей у відповідності до [7] з урахуванням добового коливання параметрів впливу. Для кожного режиму роботи теплового насосу ексергія продукту, яка рівна ексергії продукту конденсатора, залишається постійною.

Для реалізації поглибленого ексергетичного аналізу теплового насоса використаємо так званий термодинамічний метод, який розроблений представниками німецької школи прикладної термодинаміки і базується на побудові гібридних термоди намічних циклів [1–3]. При цьому, для проектного режиму, при визначенні деструкції ексергії, яку неможливо позбутися через технологічні обмеження, прийнятий мінімальний температурний напір у випарнику та конденсаторі рівним 1 K, а ізоентропний ККД компресора – 95 %.

На даному етапі досліджень вплив гідравлічних опорів на деструкцію ексергії не враховувався.

На рис. 2 наведені сезонні коливання деструкції ексергії $\dot{E}_{D,k}$, а на рис. 3 – сумарні за опалювальний сезон значення деструкції ексергії $E_{D,k}^{year}$ в елементах теплового насоса.

На рис. З показані сумарні за опалювальний період значення внутрішньо залежної $E_{D,k}^{EN, year}$ та зонішньо залежної $E_{D,k}^{EX, year}$ деструкції ексергії в елементах теплового насоса.

Рис. 4 демонструє сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії в елементах теплового насосу, якої позбутися неможна $E_{D,k}^{UN, year}$ через технологічні обмеження та якої можна позбутися $E_{D,k}^{AV, year}$ за рахунок існуючих на сьогоднішній день технологічних рішень.

На рис. 6 наведені сумарні за опалювальний період значення внутрішньозалежної і тієї, що можна уникнути, $E_{D,k}^{EN, AV, year}$ та зовнішньозалежної і тієї, що можна уникнути, $E_{D,k}^{EX, AV, year}$ деструкції ексергії в елементах теплового насоса.



2 - Конденсатор 4 - Випарник Рис. 2 – Зміна впродовж опалювального сезону деструкції ексергії Ė_{D k} в елементах





період значення деструкції ексергії в елементах теплового насоса



Рис. 4 — Сумарні за опалювальний період значення внутрішньо залежної $E_{D,k}^{EN, year}$ та зовнішньо залежної $E_{D,k}^{EX, year}$ деструкції ексергії в елементах теплового насоса



Рис. 5 — Сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії, якої позбутися неможна через технологічні обмеження $E_{D,k}^{UN, year}$, та якої можна позбутися за рахунок існуючих на сьогоднішній день технологічних рішень $E_{D,k}^{AV, year}$



Рис. 6 — Сумарні за опалювальний період значення внутрішньозалежної і тієї, що можна уникнути, $E_{D,k}^{EN, AV, year}$ та зовнішньозалежної і тієї, що можна уникнути, $E_{D,k}^{EX, AV, year}$ деструкції ексергії

в елементах теплового насоса



Рис. 7 — Сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії, що можна уникнути $E_{D,k}^{AV, \Sigma, year}$ за рахунок удосконалення k-го елемента теплового насоса

Сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії, що можна уникнути за рахунок удосконалення *k*-го елемента $E_{D,k}^{AV, \Sigma, year}$ показані на рис. 7.

Обговорення результатів

Із рис. 2 видно, що через сезонні коливання параметрів системи теплозабезпечення будинку співвідношення між деструкціями ексергії в компонентах теплового насоса є різним. Це і обумовило необхідність визначення сезонних значень деструкції ексергій.

Як видно із рис. 3, найбільші значення деструкції ексергії, визначені за допомогою традиційного ексергетичного аналізу, характерні для конденсатора та дросельного вентиля. Згідно наведених даних сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії становлять відповідно: у конденсаторі – 783 кВт год, у дросельному вентилі – 682 кВт год, у випарнику – 566 кВт год, у компресорі – 405 кВт год. У порівнянні із конденсатором деструкція ексергії у випарнику є на 28 %, а у компресорі – на 48 % менша.

Отже, як випливає із наведених вище результатів аналізу, для зниження деструкції ексергії у тепловому насосі необхідно у першу чергу знизити необоротності у конденсаторі та дросельному вентилі, а вже потім у випарнику та компресорі.

Розглянемо результати поглибленого ексергетичного аналізу теплового насоса з урахуванням його режимів роботи при теплозабезпеченні будинку.

Як видно із рис. 4 значення внутрішньо залежної деструкції ексергії у кожному елементі теплового насоса є досить різними. Сумарне за опалювальний період значення цієї частини деструкції становить: 771 кВт-год у конденсаторі, 589 кВт-год у випарнику, 384 кВт-год у дросельному вентилі та 172 кВт-год у компресорі. Тобто найбільша частка внутрішньо залежної частини деструкції ексергії припадає на конденсатор.

На відміну від внутрішньо залежної частини деструкції ексергії значення зовнішньо залежної деструкції ексергії для конденсатора та випарника є незначними. Сумарне за опалювальний період значення цієї частини деструкції у компресорі становить $E_{D,CM}^{EX, year} = 234$ кВт·год, а у дросельному вентилі – $E_{D,TV}^{EX, year} = 298$ кВт·год. Дана частина необоротностей може бути знижена «автоматично» за рахунок удосконалення інших компонентів системи або структурних змін системи.

Особлива ситуація із зовнішньо залежною частиною деструкції ексергії у випарнику. Сумарне за опалювальний період значення цієї частини ексергії є від'ємним і становить $E_{D, EV}^{EX, year} = -23$ кВт год. Це означає, що для змен-

шення зовнішньо залежної частини деструкції ексергії у випарнику необхідно збільшити деструкцію ексергії в інших елементах теплового насоса. Такий випадок розглядається, зокрема, і в роботі [2].

Як видно із рис. 5 найбільші значення деструкції, яку усунути неможливо, характерні для конденсатора та дросельного вентиля. Сумарне за опалювальний період значення цієї частини деконденсатора струкції становить: для $E_{D,CD}^{UN, year} = 468$ кВт год або 60 % від загальної кількості деструкції ексергії у даному елементі, а для дросельного вентиля – $E_{D,TV}^{UN, year} = 436 \text{ кBt} \cdot \text{год}$ або 64 % від загальної кількості деструкції ексергії у ньому. В інших елементах сумарні за опалювальний період значення неминучої частини деструкції відповідно становлять: для компресора $E_{D,CM}^{UN, year} = 102$ кВт-год або 25 % від загальної кількості деструкції ексергії у даному елементі, для випарника $E_{D, EV}^{UN, year} = 250$ кВт-год або 44 % від загальної кількості деструкції ексергії у даному елементі.

Як видно із рис. 5 значення деструкції ексергії, яку можна уникнути, є співрозмірними для всіх елементів теплового насоса. Згідно цих даних сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії, якої можна позбутися відповідно становлять: для випарника $E_{D, EV}^{AV, year} = 316$ кВт·год або 56 % від загальної кількості деструкції ексергії у даному елементі, для дросельного вентиля $E_{D, TV}^{AV, year} = 246$ кВт·год або 36 % від загальної кількості деструкції ексергії у цьому еляменті. Загальної кількості деструкції ексергії кількості деструкції ексергії у цьому елементі. Загалом, як видно із рис. 4, 50 % сумарної деструкції ексергії у тепловому насосі можна позбавитися.

Із наведених на рис. 6 даних видно, що значення внутрішньозалежної і тієї, що можна уникнути, деструкції ексергії $E_{D,k}^{EN, AV, year}$ для випарника та конденсатора є найбільшими і майже одинакові між собою. Маємо $E_{D, EV}^{EN, AV, year} = 336$ кВт·год для випарника та $E_{D, EV}^{EN, AV, year} = 304$ кВт·год для конденсатора. У дросельному вентилі ця частина деструкції ексергії відсутня, що узгоджується із прийнятою методологіє поглибленого ексергетичного аналізу. Значення цієї частини деструкції ексергії для компресора становить всього $E_{D, CM}^{EN, AV, year} = 88$ кВт·год або 22 % від загальної кількості деструкції ексергії у ньому.

Як видно із рис. 6 сумарні за опалювальний період значення зовнішньозалежної і тієї, що можна уникнути, деструкції ексергії $E_{D,k}^{EX, AV, year}$ є найбільшими у компресорі та дросельному вентилі і складають відповідно 215 кВт год та 246 кВт год. Саме цих частин деструкції ексергії можна позбутися «автоматично» за рахунок удосконалення інших елементів або структурних змін системи. У випарнику та конденсаторі деструкція ексергії $E_{D,k}^{EX, AV, year}$ практично відсутня.

Перейдемо до аналізу взаємного впливу компонентів системи, що спричиняє зовнішньо залежну деструкцію ексергії *k*-го компонента теплового насоса. Виділимо саме ту частину деструкції, яку можна уникнути.

Із рис. 7 видно, що сезонне значення сумарної деструкції ексергії, яку можна уникнути, $E_{D,k}^{AV, \sum, year}$ є найбільшим у випарнику $E_{D,EV}^{AV, \sum, year} = 562$ кВт·год. У конденсаторі ця частина деструкції виявилася на 17 % менша ніж у випарнику. У компресорі ця частина деструкції ексергії є досить малою і становить всього 81 кВт·год. Деструкція ексергії, яку можна уникнути за допомогою удосконалення дросельного вентиля $E_{D,TV}^{AV, \sum, year}$ рівна нулю.

Отже, для даної схеми теплозабезпечення будику за допомогою теплового насоса на стічних водах, суттєвого зниження деструкції ексергії у ньому можна досягти шляхом зниження необоротностей від передачі теплоти у випарнику та конденсаторі. При цьому, випарник має більші можливості із зниження деструкції ніж конденсатор.

Врахування впливу втрат тиску на результати поглибленого ексергетичного аналізу теплового насоса, що працює в складі системи теплозабезпечення, передбачається в наступних етапах досліджень. Поєднання ексергетичних, економічних та екологічних методів оцінки можливе за допомогою реалізації поглибленого ексергоекономічного (exergoeconomic) та ексергоприродничого (exergoenvironmental) аналізів.

Висновки

1 В роботі наведені результати поглибленого ексергетичного аналізу теплового насосу на стічних водах, призначеного для теплозабезпечення будівлі протягом опалювального періоду із урахуванням сезонних коливань потреб енергії та температури низькопотенційного джерела.

2 Показана перевага поглибленого ексергетичного аналізу у порівнянні із традиційним, де важко кількісно оцінити можливості підвищення ексергетичної ефективності установки.

3 Показано, що у прийнятих умовах, термодинамічне удосконалення теплового насосу можливе за рахунок зменшення необоротностей при передачі теплоти у випарнику та конденсаторі – тобто зниження температурного напору у цих теплообмінниках. При цьому, випарник має більші можливості ніж конденсатор. У компресорі можливості незначні, а дросельний вентиль взагалі не в змозі підвищити термодинамічну ефективність установки

Подяки

Стаття підготовлена в рамках виконання проекту «Комплекс ресурсозберігаючих технологій з очищення стічних вод та використання тепла стічних вод цивільних та військових об'єктів» (номер державної реєстрації НДР 0116U007384).

Список літератури

- Tsatsaronis, G. Advanced exergy-based methods used to understand and improve energy-conversion systems / G. Tsatsaronis, T. Morosuk // The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016). Program and Proceedings, Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14–16, 2016. – Gliwice – Katowice, Silesia, 2016. – P. 75–89. – ISSN 978-83-61506-36-2.
- 2 Morosuk T. New approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Energy. – 2008. – Vol. 33. – P. 890– 907.
- Morosuk, T. Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Energy. 2009. Vol. 34. P. 2248–2258.
- 4 Erbay, Z. Application of conventional and advanced exergy analyses to evaluate the performance of a ground-source heat pump (GSHP) dryer used in food drying / Z. Erbay, A. Hepbasli // Energy Conversion and Management. 2014. Vol. 78. P. 499-507. ISSN 0196-8904. doi: 10.1016/j.enconman.2013.11.009
- 5 Харлампиди, Д. Х. Структурный термодинамический анализ парокомпрессорной холодильной машины / Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова // Технические газы. – 2012. – № 5. – С. 57–66. – ISSN 1682-0355.
- 6 Арсеньєв, В. М. Теплонасосна технологія енергозбереження : навч. посіб. / В. М. Арсеньєв. – Суми : СумДУ, 2011. – 283 с.
- 7 Herbas, T. B Steady-state simulation of vaporcompression heat pump / T. B. Herbas, E. C. Berlinck, C. A. T. Uriu, R. P. Marques, J. A. R. Parise // International Journal of Energy Research. – 1993. – Vol. 17. – P. 801–816.

Bibliography (transliterated)

1 Tsatsaronis, G. and Morosuk, T. (2016), "Advanced exergy-based methods used to understand and improve energy-conversion systems", *The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016), Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14-16,* 2016, Gliwice – Katowice, Silesia, pp. 75–89, ISSN 978-83-61506-36-2.

- 2 Morosuk, T. (2008), "New approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines", *Energy*, Vol. 33, pp. 890–907.
- 3 Morosuk, T. and Tsatsaronis, G. (2009), "Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids", *Energy*, Vol. 34, pp. 2248–2258.
- 4 Erbay, Z. and Hepbasli, A. (2014), "Application of conventional and advanced exergy analyses to evaluate the performance of a ground-source heat pump (GSHP) dryer used in food drying", *Energy Conversion and Management*, Vol. 78, pp. 499–507, ISSN 0196-8904, doi: 10.1016/j.enconman.2013.11.009.
- 5 Kharlampidi, D. Kh. and Tarasova, V. A. (2012), "Strukturniy termodinamicheskij analiz parokompressornoj holodil'noj mashiny [Structural thermodynamic analysis of vapor compression refrigeration machine]", *Tehnycheskye gazy*, No. 5. pp. 57–66, ISSN 1682-0355.
- 6 Arsenjev, V. M. (1993), Teplonasosna tehnologija energozberezhennja [Heat pumps technology of energy saving], SumDU, Sumy, Ukraninian.
- 7 Herbas, T. B., Berlinck, E. C., Uriu, C. T. A., Marques, P. P. and Parise, J. A. R. (1993), "Steadystate simulation of vapor-compression heat pump", *International Journal of Energy Research*, Vol. 17, pp. 801–16.

Відомості про авторів (About authors)

Волощук Володимир Анатолійович – кандидат технічних наук, доцент, кафедра гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне; e-mail: Volodya-28@yandex.ru, ORCID 0000-0003-0687-8968.

Volodymyr Voloshchuk – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of Hydro-, Thermal Engineering and Hydraulic Machines, National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Волощук, В. А. Поглиблений ексергетичний аналіз теплового насоса як елемента системи теплозабезпечення будинку з урахуванням сезонних коливань режимів роботи / В. А. Волощук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 59–65. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.08.

Please cite this article as:

Voloshchuk, V. (2017), "Advanced Exergetic Analysis of a Heat Pump Providing Space Heating Taking Into Account Seasonal Variations of Operation Modes", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 59–65, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.08.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Волощук, В. А. Углублен эксергетический анализ теплового насоса как элемента системы теплообеспечения здания с учетом сезонных колебаний режимов работы / В. А. Волощук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 59–65. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.08.

АННОТАЦИЯ В работе приведенные результаты углубленного эксергетического анализа теплового насоса на сточных водах, предназначенного для теплообеспечения здания с учетом сезонных колебаний потребностей энергии и температуры низкопотенциального источника. Показано, что в принятых условиях действительное снижение деструкции эксергии в тепловом насосе возможно за счет уменьшения необратимостей при передаче теплоты в испарителе и конденсаторе – то есть снижения температурного напора в этих теплообменниках. Ключевые слова: углубленный эксергетический анализ, тепловой насос, теплообеспечение здания.

Надійшла (received) 08.02.2017

УДК 621.438.9

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.09

С. М. ВАНЕЕВ, Д. В. МИРОШНИЧЕНКО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ВИХРЕВЫХ РАСШИРИТЕЛЬНЫХ ТУРБОМАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КРИТЕРИАЛЬНЫХ КОМПЛЕКСОВ

АННОТАЦИЯ Определены критериальные комплексы для сравнительного анализа характеристик малорасходных расширительных турбомашин (РТМ) различных типов. Для определения области рационального использования сравнительно новых вихревых расширительных турбомашин использовался анализ и обобщение экспериментальных данных исследований проточных частей вихревых РТМ с внешним периферийным каналом. Получены зависимости между критериальными комплексами для вихревых РТМ и определены области их рационального использования: создание маломощных (до 500 кВт), малорасходных, тихоходных турбогенераторов и турбоприводов в промышленности, коммунальном и сельском хозяйстве.

Ключевые слова: энергосбережение, вихревая расширительная турбомашина, турбодетандер, характеристики, критериальный комплекс, испытательный стенд.

S. VANYEYEV, D. MIROSHNYCHENKO

DEFINING THE FIELDS FOR THE RATIONAL APPLICATION OF EDDY EXPANSION TURBOMACHINES BY USING CRITERION SYSTEMS

ABSTRACT Low-power (up to 500 kW) expansion turbomachines (ETM) and the units based on them are frequently used for the solution of ecology and energy-saving problems to increase the reliability and the technological effectiveness of the equipment. When developing low-power units we face the problems related to a decrease in the efficiency of classic expansion turbomachines. Today, the market offers comparatively new low flow-rate eddy expansion turbomachines and as a result we have to define the fields for their rational application and their advantages in comparison with analogous options. This scientific paper defines the criterion systems for the comparative analysis of the performances of low flow- rate low-power ETM of a different type. The experimental data of investigation of the flow channels of eddy expansion machines with the external peripheral channel were analyzed and the relationships between the criterion systems used for eddy ETM were obtained and the fields for their rational application, in particular to develop low-power (up to 500 kW) low flow-rate and lowspeed turbogenerators and turbodrives for the industry, municipal engineering and agriculture were defined. The main advantages of eddy expansion machines in comparison to axial or radial machines are their relatively simple design, technological effectiveness, low production cost price and comparatively low speed. Therefore, if the eddy ETM is used the unit can be designed using no reduction gear. The advantages of eddy expansion machines enable the manufacturing of a rather simple and reliable turbodrive or turbogenerator with the payback period of 1 to 2 years.

Key words: energy saving, eddy expansion turbomachine, turboexpansion engine, performances, criterion system and the test rig.

Введение

Для решения проблем энергосбережения и экологии, с целью увеличения надежности и технологичности оборудования все чаще применяют маломощные (до 500 кВт) расширительные турбомашины (РТМ). При создании маломощных агрегатов появляется проблемы, связанные с расширительной машиной, это обусловлено тем, что для таких мощностей классические (центростремительные, осевые и центробежные) расширительные турбомашины необходимо выполнять высокооборотными и часто с парциальным подводом газа или пара на рабочее колесо. Применение парциальных ступеней в малоразмерных расширительных машинах диктуется стремлением выдержать в рациональных пределах высоты рабочих лопаток h, так как при уменьшении величины относительной высоты лопатки $\overline{h} = h/D$ ниже определённого диапазона резко снижается КПД проточной части [1]. По результатам исследований [2], уменьшение длины лопаток соплового аппарата с 5 до 1 мм (соответственно h/D с 0,10 до 0,02) при неизменных остальных размерах вызывает уменьшение КПД на 11 %.

Для снижения числа оборотов ротора необходимо применять редуктор, что удорожает конструкцию и усложняет эксплуатацию установки. В итоге габариты установки получаются большими, а срок окупаемости составляет не менее 2 лет.

Известны надежные и конструктивно простые турбодетандерные агрегаты на базе струйнореактивной расширительной машины (СРТ), но они также высокооборотны [3–5].

Перспективным является создание турбоагрегатов на базе вихревых расширительных машин (рис. 1) [6–9].

В вихревой расширительной машине рабочее тело через сопло *1* поступает в проточную часть, образованную каналом *2* корпуса *3* и межлопаточными каналами *4* рабочего колеса *5*, вращающегося в корпусе с малыми радиальными и торцевыми зазорами (рис. 1). Между соплом и выходным патрубком установлен разделитель *6*. Что-

© С. М. Ванеев, Д. В. Мирошниченко, 2017

бы эффективно использовать энергию рабочего тела, находящегося в канале, нужно организовать продольно-вихревое движение по длине проточной части. Тогда частицы газа в проточной части расширительной машины движутся по спиралеобразным траекториям от входа к выходу, многократно взаимодействуя с лопатками рабочего колеса и постепенно отдавая ему энергию. При перемещении частиц в межлопаточных каналах рабочего колеса изменяется направление и величина их скорости и момент количества движения, в результате чего на лопатках появляются силы, приводящие колесо в движение.





Основными преимуществами вихревой расширительной машины по сравнению с осевой или центростремительной являются:

 простота конструкции и технологичность в изготовлении;

– сравнительная низкооборотность, т. е. при прочих равных условиях оптимальная частота вращения вихревой расширительной машины значительно меньше оптимальной частоты вращения классической расширительной машины, поэтому при использовании вихревой РТМ возможно безредукторное исполнение агрегата.

Преимущества вихревой расширительной машины позволяют получить турбопривод или турбогенератор максимально простой и надежный со сроком окупаемости 1–2 года.

В известных работах по вихревым расширительным турбомашинам [6–9] не достаточно полно изучен вопрос о рациональных областях их использования. Это целесообразно осуществить с использованием критериальных комплексов, применяемых в турбомашинах.

В связи с этим необходимо выполнить сравнительный анализ критериальных комплексов, применяемых в различных типах малорасходных РТМ при построении их характеристик, а также провести обработку имеющихся данных исследований вихревых машин [6–11] и определить области их рационального применения.

Цель работы

Выбор критериальных комплексов для сравнительного анализа характеристик различных РТМ. Определение области рационального использования вихревых РТМ.

Существующие критериальные комплексы

Наибольшее распространение в зарубежной практике получила система критериальных комплексов «приведенная частота вращения – приведенный диаметр» $(n_s - D_s)$ предложенная О. Е. Балье (рис. 2) [12]. Использование этой системы для анализа эффективности и подбора параметров РТМ описано в ряде работ ([13] и др.).

Приведенная частота вращения определяется по формуле

$$n_s = \frac{n\sqrt{V}}{h_s^{3/4}},$$

где n – частота вращения ротора, об/мин; V – объемный расход газа на выходе РТМ, м³/с; h_s – удельный изоэнтропный перепад энтальпий (удельная располагаемая работа РТМ), Дж/кг

$$h_s = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[1 - \pi_{\mathrm{T}}^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

где k – показатель изоэнтропы рабочего тела; R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К); T_0^* – температура заторможенного потока на входе в РТМ, К; π_T – степень понижения давления в РТМ.

Приведенный диаметр определяется по формуле

$$D_s = \frac{D_{\rm cp} h_s^{1/4}}{\sqrt{V}} \,,$$

где $D_{\rm cp}$ – средний диаметр облапачивания диска турбины, м.

Эти обобщенные критерии турбомашин выражают окружную скорость и диаметр ротора расширительной машины, которая пропускает единичный объёмный расход и срабатывает единичный перепад энтальпий. РТМ подобной конструкции, имеющие теже самые коэффициенты быстроходности и приведенный диаметр, имеют тот же самый коэффициент полезного действия, если влияние числа Re и M пренебрежительно мало.



Рис. 2 – n_s, D_s-диаграмма для одноступенчатых радиальных турбин

Критерий приведенная окружная скорость \overline{U} , который характеризует оборотность и нагруженность РТМ, определяется по формуле

$$\overline{U} = \frac{U_1}{C_s} = \frac{\pi D_1 n}{60 C_s},$$

где D_1 – наружный диаметр рабочего колеса, м; U_1 – окружная скорость рабочего колеса на диаметре D_1 , м/с; C_s – изоэнтропная скорость истечения, характеризует располагаемую удельную работу РТМ, м/с

$$C_s = \sqrt{2h_s} \ .$$

Таким образом, параметр \overline{U} связывает частоту вращения РТМ, ее габариты и удельную располагаемую работу расширения газа в турбине. Так, для радиальных и осевых турбин максимальный КПД соответствует параметру $\overline{U} \cong 0,4...0,7$ (рис. 4).

Критерий производительности, предложенный О. Н. Еминым, С. Н. Зарицким [14] для сравнения эффективности различных турбин, успешно применяется в проектировании РТМ при степени парциальности не менее 0,2

$$A = \frac{l_{\rm c}}{D_{\rm cp}} \varepsilon \frac{\sin \alpha_1}{\sin 20^\circ}$$

где $l_{\rm c}$ – высота сопел; $D_{\rm cp}$ – средний диаметр ступени; α_1 – геометрический угол установки сопел; ε – степень парциальности. Аналогичный параметр производительности предлагается в работах В. А. Рассохина [15], Г. А. Фокина [16] при значении этого параметра менее 0,02

$$A = 4 \frac{l_{\rm c}}{D_{\rm cp}} \varepsilon \sin \alpha_1 \le 0.02$$

Такую форму записи не всегда возможно применить при сравнении различных РТМ.

Более общим параметром производительности является коэффициент расхода Φ_2 (относительный расход) [17, 18]

$$\Phi_2 = \frac{V}{U_1 D_1^2}.$$

Зона максимального КПД для радиальных РТМ соответствует $\Phi_2 = 0,028-0,061$ [17, 18].

Параметры n_s , Φ_2 , \overline{U} являются критериями подобия, их широко используют в расчетах расширительных машин всех типов [17, 18].

Известен также коэффициент комплексной мощности, которым называется величина

$$\overline{N}_{\text{KOMILI_T}} = \frac{N_{\text{T}}}{P_0^* \sqrt{T_0^*}} \left(\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}\right)^2$$

где $\overline{N}_{\text{компл}_{\text{T}}}$ – коэффициент комплексной мощности, кВт/(Па· \sqrt{K})·(об/мин/ \sqrt{K})²; P_0^* – давление торможения газа на входе в РТМ, Па; N_{T} – мощность РТМ, кВт.

Этот комплекс является критериальным комплексом для РТМ, так как представляет собой произведение приведенной мощности на квадрат приведенной частоты вращения. Так как он состоит из параметров, задаваемых в качестве исходных данных, то известен на самой первой стадии оценки основных параметров и эффективности турбины. В работах [14, 19] также показано, что КПД РТМ (с определенным значением π_T) можно представить в виде зависимости

$$\eta = f\left(\overline{N}_{\text{компл}_{T}}, \overline{U}\right).$$

На рис. З приведены графические зависимости КПД РТМ от коэффициента комплексной мощности и приведенной окружной скорости рабочего колеса для радиальных и осевых активных турбин. Графические зависимости, приведенные на рис. З справа, получены из левых графиков рассечением их линиями постоянных значений параметра \overline{U} . Анализ зависимостей, приведенных на рис. 3, показывает, что КПД ступени турбины существенно зависит от значения коэффициента комплексной мощности. В частности, оптимальные значения параметра \overline{U} уменьшаются при снижении величины $\overline{N}_{\text{компл}_{}}$. Величина коэффициента комплексной мощности однозначно определяет максимально достижимое значение КПД.



Рис. 3 – Зависимости КПД одновенечных активных турбин от коэффициента комплексной мощности и параметра <u>U</u>

Исходя из полученных результатов, авторы работ [14, 19] малоразмерной (малорасходной) или маломощной называют РТМ с пониженным значением коэффициента комплексной мощности, т. е. РТМ с небольшой приведенной мощностью или с пониженным значением приведенной частоты вращения. Наличие пониженных значений КПД у такой РТМ, даже при оптимальной величине \overline{U} , обусловлено малыми значениями ее производительности, т.е. расхода рабочего тела. Как видно рис. 3, протекание зависимостей ИЗ $\eta = f\left(\overline{N}_{\text{компл}_{\text{T}}}, \overline{U}\right)$ при $\overline{N}_{\text{компл}_{\text{T}}} > 7,5...15$ уже весьма пологое. Расчетное значение коэффициента комплексной мощности, начиная с которого ступень РТМ становится, по общепринятому определению, полноразмерной ступенью и ее КПД перестает зависеть от $\overline{N}_{\text{компл T}}$ ($\eta_{\text{T}} = 0,78...0,82$), составляет $\overline{N}_{\text{компл. T}} = 40...50$ [19].

Определение области рационального применения вихревых РТМ

Для определения области рационального применения вихревых РТМ воспользуемся данными исследований однопоточных и двухпоточных вихревых расширительных машин с периферийным каналом [7, 10, 11] и рассмотренными выше критериальными комплексами:

• приведенная окружная скорость, \overline{U} ;

• коэффициент быстроходности (приведенная частота вращения), *n_s*;

- приведенный диаметр, *D_s*;
- коэффициент расхода, Ф₂;

• коэффициент комплексной мощности $\overline{N}_{\rm компл~T}$;

На рис. 4 представлены зависимости КПД одноступенчатых РТМ различных типов в зависимости от приведённой окружной скорости. Из рисунка видно, что в диапазоне $\overline{U} = 0,1-0,2$ вихревые РТМ могут иметь больший КПД, чем РТМ других типов при меньшей в несколько раз частоте вращения.

На рис. 5 показана n_s , D_s -диаграмма для вихревых РТМ с внешним периферийным каналом. На рис. 6 показана совмещенная для радиальных и вихревых РТМ n_s , D_s -диаграмма.

Из сравнения n_s , D_s -диаграмм для радиальных (рис. 2), осевых (область оптимальных значений на n_s , D_s -диаграмме для осевых РТМ аналогична радиальным РТМ (рис. 2) [12, 13]) и вихревых (рис. 5, 6) РТМ видно, что вихревые расширительные турбомашины занимают свою область левее и выше радиальных и осевых РТМ.

На рис. 7 представлена \overline{U} , n_s -диаграмма для вихревых РТМ. На диаграмме представлены зависимости КПД от приведенной окружной скорости рабочего колеса и коэффициента быстроходности.

Из рис 6, 7 видно, что диапазон оптимальных значений приведенной окружной скорости рабочего колеса вихревых РТМ, соответствующий значениям КПД более 35 %, составляет 0,1–0,23, а значения коэффициента быстроходности – не более 0,27.

На рис. 8 представлена \overline{U} , D_s -диаграмма для вихревых РТМ. На диаграмме представлены зависимости КПД от приведенной окружной скорости рабочего колеса и приведенного диаметра.

Из рис 6, 8 видно, что диапазон оптимальных значений D_s для вихревых РТМ, соответствующий значениям КПД более 35 %, составляет 12–60.

На рис. 9 представлена \overline{U} , Φ_2 -диаграмма для вихревых РТМ. На диаграмме представлены зависимости КПД от приведенной окружной скорости рабочего колеса и коэффициента расхода.

Из рис. 9 видно, что значения КПД более 35 %, можно получить при работе с коэффициентом расхода менее 0,02.

В табл. 1, 2 представлены результаты расчета исследованных выше критериальных комплексов для малорасходных РТМ различных типов. Характеристики этих РТМ показаны на рис. 4.

Анализ табл. 1, 2 позволяет сделать следующие выводы:

– вихревые РТМ при почти на порядок более низких значениях коэффициента расхода и коэффициента комплексной мощности имеют примерно равные КПД с осевыми и радиальными РТМ (см. РТМ № 4–12 в табл. 1, 2);



Рис. 4 – Характеристики различных типов турбомашин (зависимости КПД от приведенной окружной скорости рабочего колеса)







Рис. 6 – Сравнительная n_s, D_s–диаграмма для РТМ различных типов



Рис. 7 – U, п_s-диаграмма для вихревых расширительных машин



Рис. 8 – \overline{U} , D_s -диаграмма для вихревых расширительных машин



Рис. 9 – U, Ф2-диаграмма для вихревых расширительных машин

№	Тип РТМ	Наименование	Раб. тело	Ном. мощн-ть, кВт	Расход, кг/с	Давл. начал., МПа	Темп-ра начал., К	Отн. давл.
1	Радиальная центро- стремительная (ре- активная)	ТДР-15 [17]	Воздух	81	2,8	0,57	118	4,1
2	Радиальная центро- стремительная (ре- активная)	ТДР-3 [17]	Воздух	37	1,5	0,57	118	4,1
3	Радиальная центро- стремительная (ак- тивная)	KT-3500 [17]	Азот	34	1,04	0,54	138	4,6
4	Радиальная центро- бежная	T-15 [19]	Воздух	16,5	0,33	1,96	287	20,0
5	Радиальная центро- стремительная	T-60 [19]	Воздух	63	0,69	0,32	398	8,5
6	Радиальная центро- стремительная	МДГ-1 [16]	Метан	0,3	0,02	0,4	288	2,7
7	Осевая	МДГ-20 [16]	Метан	20	0,32	1,5	320	2,5
8	Струйно-реактивная	CPT-100 [4, 5, 9]	Метан	111	1,25	5,49	300	14
9	Струйно-реактивная	CPT-18 [9]	Воздух	18	0,34	2,55	293	23,6
10	Струйно-реактивная	CPT-1 [3]	Воздух	0.7	0,03	0,49	293	5,0
11	Вихревая	ДГУ-8	Метан	10	0,33	2,5	293	2,1
12	Вихревая	ДГУ-10	Метан	13	0,45	2,6	271	2,0

Таблица 2 – Параметры одноступенчатых маломощных расширительных маши

№	Тип РТМ	Частота вра- щения ротора, об/мин	<i>D</i> ₁ , м	кпд	\overline{U}	n _s	D_s	Φ_2	$\frac{\overline{N}_{\text{KOMILI_T}}}{\Pi a \cdot \sqrt{K}} \cdot \left(\frac{\text{OG/Muh}}{\sqrt{K}}\right)^2$
1	Радиальная центро- стремительная (реак- тивная)	11860	0,290	0,84	0,66	2,7	6,2	0,028	16
2	Радиальная центро- стремительная (реак- тивная)	15150	0,220	0,82	0,66	2,6	6,9	0,024	12
3	Радиальная центро- стремительная (актив- ная)	7160	0,312	0,64	0,36	1,4	8.8	0,025	2
4	Радиальная центро- бежная	6000	0,256	0,30	0,14	0,35	10,8	0,044	0,065
5	Радиальная центро- стремительная	7180	0,290	0,50	0,18	1,03	4,7	0,176	1
6	Радиальная центро- стремительная	9000	0,093	0,20	0,10	0,12	18,7	0,024	0.012
7	Осевая	40000	0,126	0,55	0,5	1,4	9,5	0,016	4
8	Струйно-реактивная	23750	0,200	0,30	0,32	1,20	7,2	0,042	2,195
9	Струйно-реактивная	10300	0,250	0,30	0,23	0,56	10,9	0,026	0,149
10	Струйно-реактивная	12000	0,200	0,20	0,27	0,32	22,7	0,005	0,041
11	Вихревая	3000	0,4	0,30	0,14	0,1	36	0,004	0,007
12	Вихревая	3000	0,4	0,45	0,15	0,12	34	0,004	0,012

– для лопаточных полноподводных радиальных и осевых одноступенчатых расширительных машин зоне максимальных КПД соответствует:

$$n_s = 2...8, D_s = 2...10, \overline{U} = 0,4...0,7, \overline{N}_{\text{компл. T}} > 0,5, \Phi_2 = 0,03...0,06.$$

– для струйно-реактивных расширительных турбомашин зоне максимальных КПД соответствует:

$$n_s = 0, 3...1, 2, D_s = 7...23, \overline{U} = 0, 23...0, 35,$$

 $\overline{N}_{\text{KOMILIT}} = 0, 04...2, 2, \Phi_2 = 0, 005...0, 042.$

Выводы

В результате проведённых работ получены зависимости между критериальными комплексами для вихревых РТМ. Определены области рационального использования вихревых РТМ.

Для вихревых расширительных машин зоне максимальных КПД соответствует: $n_s = 0,04...0,24$, $D_s = 15...50$, $\overline{U} = 0,14-0,18$. Вихревые РТМ могут работать с максимальными КПД при $\Phi_2 < 0,01$. По коэффициенту комплексной мощности вихревые РТМ однозначно являются маломощными, малорасходными РТМ и работают с оптимальными КПД в области $\overline{N}_{\text{компл}_{T}} = 0,004...0,1$, в этой области КПД классических РТМ на 20 % ниже.

Полученные зависимости между критериальными комплексами можно использовать для оценки размеров и КПД вихревых расширительных машин при заданных параметрах рабочего тела на входе, мощности и частоте вращения рото-

ра РТМ. Проведено сравнение характеристик малорасходных расширительных турбомашин (РТМ) разных типов по ряду критериальных комплексов. Установлено, что оптимальная приведенная окружная скорость рабочего колеса и оптимальный коэффициент быстроходности для вихревых РТМ ниже оптимальных окружных скоростей и коэффициентов быстроходности классических расширительных турбомашин.

Наиболее перспективно применение вихревых РТМ для создания тихоходных (с частотой вращения $n \approx 3000$ об/мин) турбогенераторов и турбоприводов относительно небольшой мощности (до 500 кВт):

 в пневмосистемах в качестве пневматического двигателя или пневмостартера;

 в промышленности вихревые РТМ могут успешно применяться в качестве турбоприводов насосов, вентиляторов, компрессоров, в качестве турбогенераторных агрегатов взамен или параллельно с узлами дросселирования паров и газов;

 в теплоэнергетике в многочисленных котельных, где пар часто дросселируется до технологических параметров, установка турбогенераторных агрегатов позволит преобразовать эти котельные в мини-ТЭЦ и увеличить эффективность использования топлива;

 в газотранспортных системах для производства электроэнергии на газораспределительных станциях, а также в системах редуцирования топливного газа на компрессорных станциях.

Список литературы

- 1 Шерстюк, А. Н. Радиально осевые турбины малой мощности / А. Н. Шерстюк, А. Е. Зарянкин. Москва : Машиностроение, 1976. 208 с.
- 2 Наталевич, А. С. Воздушные микротурбины : монография / А. С. Наталевич. – Москва : Машиностроение, 1979. – 192 с.
- 3 Vanyeyev, Sergej. Influence of Gap Between Driving Wheel and Corps on Characteristics of Jet-Reactive Turbine / Sergej Vanyeyev, Aleksandr Berezhnoi // Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. – P. 1–8. – ISSN 1877-7058.
- 4 Ванеев, С. М. Исследование характеристики струйно-реактивной турбины с помощью программного комплекса FlowVision / С. М. Ванеев, В. В. Гетало, С. К. Королев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 36–43. – ISSN 2078-774Х.
- 5 Vanyeyev, Sergej. Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares / Sergej Vanyeyev, Viktor Getalo // Applied Mechanics and Materials. -2014. - Vol. 630. - P. 66-71. - ISSN 1662-7482.
- 6 Сергеев, В. Н. Разработка пневмопривода вихревого типа с внутренним периферийным каналом и исследование влияния газодинамических и геометрических параметров на его эффективность : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / Сергеев Владимир Николаевич. – Москва, 1983. – 127 с.
- 7 Ванеев, С. М. Разработка и исследование вихревого пневмопривода с внешним периферийным каналом и сопловым аппаратом : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / Ванеев Сергей Михайлович. – Москва, 1986. – 183 с.
- 8 Староверов, К. В. Совершенствование и исследование вихревой машины с периферийным каналом в режиме пневмопривода : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / Староверов Константин Владимирович. Москва, 1990. 128 с.
- 9 Ванеев, С. М. Области рационального использования пневмоагрегатов с вихревыми и струйнореактивными турбинами / С. М. Ванеев, З. Л. Финкельштейн // MOTROL. Lublin. – 2011. – Vol. 13. – Р. 128–137. – ISSN 1730-8658.
- 10 Ванеев, С. М. Исследование вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом с помощью виртуального стенда / С. М. Ванеев, Д. В. Мирошниченко // Журнал инженерных наук. – 2015. – Т. 2, № 2. – С. В1–В12. – ISSN 2312-2498.
- 11 Ванеев, С. М. Исследование и оптимизация конструкции проточной части вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом / С. М. Ванеев, Д. В. Мирошниченко // Компрессорное и энергетическое машиностроение: научно тех-
нический и производственный журнал. – 2015. – № 4(42). – С. 9–14 – ISSN 2413-4554.

- 12 Балье, О. Е. Изучение конструктивных параметров для выбора турбомашин / О. Е. Балье // Trans. ASME. Серия А (Русский перевод). 1962. Т. 84, № 1.
- 13 Линхарт, Г. Расчет активных осевых турбин с парциальным впуском / Г. Линхарт, Д. Сильвери // Русский перевод журнала ARS Journ. «Ракетная техника». – 1961. – № 3.
- 14 Емин, О. Н. Воздушные и газовые турбины с одиночными соплами : монография / О.Н. Емин, С. Н. Зарицкий. – Москва : Машиностроение, 1975. – 216 с.
- 15 Пат. 2338885 Российская Федерация, МПК F01D1/04 Малорасходная турбина / Рассохин В.А., Оленников С.Ю., Гринман М.И., Пушкин С.В., Кузнецов А.И., Бельский К.В. ; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Комтек-Энергосервис" (ООО "Комтек-Энергосервис"). – 2007114012/06; заявл. 05.04.2007; опубл. 20.11.2008. – Бюл. № 32.
- 16 Фокин, Г. А. Методология создания автономных турбинных источников электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа для собственных нужд газотранспортной системы России : дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.02 / Фокин Георгий Анатольевич. – 2015. – 456 с.
- 17 Епифанова, В. И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры: учебник для вузов /
 В. И. Епифанова. – Москва : Машиностроение, 1974. – 448 с.
- 18 Епифанова, В. И. Компрессорные и расширительные турбомашины радиального типа : учебник для вузов / В. И. Епифанова. – Москва : Изд-во МВТУ им. Н.И. Баумана, 1998. – 623 с.
- 19 Быков, Н. Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов / Н. Н. Быков, О. Н. Емин. Москва : Машиностроение, 1972. 228 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 Sherstyuk, A. N. and Zaryankin, A. E. (1976), Radialno osevyie turbinyi maloy moschnosti [Low-power radially axial turbines], Mashinostroenie, Moscow, SSSR.
- 2 Natalevich, A. S. (1979), Vozdushnyie mikroturbinyi [Air microturbines], Mashinostroenie, Moscow, SSSR.
- 3 Sergej Vanyeyev and Aleksandr Berezhnoi (2012), "Influence of Gap Between Driving Wheel and Corps on Characteristics of Jet-Reactive Turbine", *Procedia En*gineering, Vol. 39, pp. 1–8, ISSN: 1877-7058.
- 4 Vaneev, S. M., Getalo, V. V. and Korolev, S. K. (2013), "Issledovanie harakteristiki struyno-reaktivnoy turbinyi s pomoschyu programmnogo kompleksa Flow-Vision [Research of Jet-Reactive turbine characteristics using FlowVision software package]", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 12(986), pp. 36–43, ISSN 2078-774X.
- 5 Vaneev, S. M. and Getalo, V. V. (2014), "Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares", *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 630, pp. 66–71, ISSN 1662-7482.

- 6 Sergeev, V. N. (1983), "Razrabotka pnevmoprivoda vihrevogo tipa s vnutrennim periferiynyim kanalom i issledovanie vliyaniya gazodinamicheskih i geometricheskih parametrov na ego effektivnost [Development of a vortex-type pneumatic drive with an internal peripheral channel and research of the influence of gas dynamic and geometric parameters on its efficiency]", Abstract of Ph.D. dissertation, Moscow, SSSR.
- 7 Vaneev, S. M. (1986), "Razrabotka i issledovanie vihrevogo pnevmoprivoda s vneshnim periferiynyim kanalom i soplovyim apparatom [Development and research of a pneumatic drive with an external peripheral channel and nozzle device]", Abstract of Ph.D. dissertation, Moscow, SSSR.
- 8 **Staroverov, K. V.** (1990), "Sovershenstvovanie i issledovanie vihrevoy mashinyi s periferiynyim kanalom v rezhime pnevmoprivoda [Improvement and research of vortex machine with a peripheral channel in pneumatic drive mode]", Abstract of Ph.D. dissertation, Moscow, SSSR.
- 9 Vaneev, S. M. and Finkelshteyn, Z. L. (2011), "Oblasti ratsionalnogo ispolzovaniya pnevmoagregatov s vihrevyimi i struyno-reaktivnyimi turbinami [Areas of pneumatic units with vortex and jet-reactive turbines rational use]", *MOTROL, Lublin*, Vol. 13, pp. 128–137, ISSN 1730-8658.
- 10 Vaneev, S. M. and Miroshnichenko, D. V. (2015), "Issledovanie vihrevoy rasshiritelnoy mashinyi s vneshnim periferiynyim kanalom s pomoschyu virtualnogo stenda [Research vortex expansion machine with external peripheral channel using virtual test rig]", *Zhurnal inzhenernyih nauk*, Vol. 2, No. 2, pp. 1–12, ISSN 2312-2498.
- 11 Vaneev, S. M. and Miroshnichenko, D. V. (2015), "Issledovanie i optimizatsiya konstruktsii protochnoy chasti vihrevoy rasshiritelnoy mashinyi s vneshnim periferiynyim kanalom [Research and optimization of the design flowing part of the vortex expansion machine with an external peripheral channel]", *Kompressornoe i* energeticheskoe mashinostroenie: nauchno tehnicheskiy i proizvodstvennyiy zhurnal, No. 4(42), pp. 9–14, ISSN 2413-4554.
- 12 Bale, O. E (1962), "Izuchenie konstruktivnyih parametrov dlya vyibora turbomashin [Study of design parameters for selection of turbomachines]", *Trans. ASME*, Seriya A, Vol. 84, No. 1.
- 13 Linhart, G. and Silveri, D. (1961), "Raschet aktivnyih osevyih turbin s partsialnyim vpuskom [Calculation of active axial turbines with partial inlet]", *Trans. ARS Journ. "Raketnaya tehnika"*, No. 3.
- 14 Emin, O. N. and Zaritskiy, S. N. (1975), Vozdushnyie i gazovyie turbinyi s odinochnyimi soplami [Air and gas turbines with single nozzles], Mashinostroenie, Moscow, SSSR.
- 15 Rassohin V.A., Olennikov, S. Yu., Grinman, M. I., Pushkin, S. V., Kuznetsov, A. I. and Belskiy, K. V., Obschestvo s ogranichennoy otvetstvennostyu "Komtek-Energoservis" (2008), "Malorashodnaya turbine" [Lowflow turbine], Moscow, Russian, Pat. 2338885.
- 16 Fokin, G. A. (2015), "Metodologiya sozdaniya avtonomnyih turbinnyih istochnikov elektricheskoy energii, ispolzuyuschih energiyu szhatogo prirodnogo gaza dlya sobstvennyih nuzhd gazotransportnoy sistemyi Rossii [Methodology for creating autonomous turbine sources of electrical energy using compressed natural gas for

the needs of the Russian gas transmission system]", Ph.D. dissertation, Moscow, Russian.

- 17 Epifanova, V. I. (1974), Nizkotemperaturnyie radialnyie turbodetanderyi [Low-temperature radial expansion turbines], Mashinostroenie, Moscow, SSSR.
- 18 Epifanova, V. I. (1998), Kompressornyie i rasshiritelnyie turbomashinyi radialnogo tipa [Radial compressor

and expansion turbomachines], Izd-vo MVTU im. N. I. Baumana, Moscow, Russian.

19 Byikov, N. N. and Emin, O. N. (1972), Vyibor parametrov i raschet malomosch-nyih turbin dlya privoda agregatov [Selection of parameters and calculation of low-power turbines for driving aggregates], Mashinostroenie, Moscow, SSSR.

Сведения об авторах (About authors)

Ванеев Сергей Михайлович – кандидат технических наук, доцент кафедры технической теплофизики (ТТФ), Сумский государственный университет; г. Сумы, Украина; e-mail: s.vaneev@kttf.sumdu.edu.ua.

Sergej Vanyeyev – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department of Engineering Thermophysics, Sumy State University, Sumy, Ukraine; e-mail: s.vaneev@kttf.sumdu.edu.ua.

Мирошниченко Дмитрий Валерьевич – аспирант, кафедра технической теплофизики (ТТФ), Сумский государственный университет; г. Сумы, Украина; e-mail: miroshnichenko116@mail.ru.

Dmytro Miroshnychenko – Postgraduate student, Department of Engineering Thermophysics, Sumy State University, Sumy, Ukraine; e-mail: miroshnichenko116@mail.ru.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Ванеев, С. М. Определение области рационального применения вихревых расширительных турбомашин с использованием критериальных комплексов / С. М. Ванеев, Д. В. Мирошниченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 66–74. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.09.

Please cite this article as:

Vanyeyev, S. and Miroshnychenko, D. (2017), "Defining the Fields for the Rational Application of Eddy Expansion Turbomachines by Using Criterion Systems", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 66–74, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.09.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Ванєєв, С. М. Визначення області раціонального застосування вихрових розширювальних турбомашин з використанням критеріальних комплексів / С. М. Ванєєв, Д. В. Мірошниченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 66–74. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.09.

АНОТАЦІЯ Визначено критеріальні комплекси для порівняльного аналізу характеристик маловитратних розширювальних турбомашин (РТМ) різних типів. Для визначення області раціонального використання порівняно нових вихрових розширювальних турбомашин використовувався аналіз і узагальнення експериментальних даних досліджень проточних частин вихрових РТМ із зовнішнім периферійним каналом. Отримано залежності між критеріальними комплексами для вихрових РТМ і визначені області їх раціонального використання: створення малопотужних (до 500 кВт), маловитратних, тихохідних турбогенераторів і турбоприводів в промисловості, комунальному та сільському господарстві.

Ключові слова: енергозбереження, вихрова расширительная турбомашинах, турбодетандер, характеристики, критеріальний комплекс, випробувальний стенд.

Поступила (received) 08.02.2017

УДК 621.039.5

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.10

Ю. В. РОМАШОВ, Ю. И. ВЕЦНЕР

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА МЕРСОНА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ ПЫЛЕВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

АННОТАЦИЯ Рассмотрено применение метода Мерсона для численного интегрирования системы обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих процесс самовоспламенения воздушной смеси пылевидного топлива, движущейся в цилиндрическом канале. Показано, что за счет автоматического выбора шага интегрирования метод Мерсона позволяет исследовать процессы практически скачкообразных изменений температуры пылевоздушной смеси и концентрации топлива в ней, характерных для самовоспламенения.

Ключевые слова: угольная пыль, пылевоздушная смесь, самовоспламенение, математическая модель, метод Мерсона.

Yu. ROMASHOV, Yu. VETSNER

USING THE MERSON METHOD TO STUDY THE DUST-AIR MIXTURE SELF-IGNITION PROCESS

ABSTRACT The numerical integration of differential equations on the self-ignition of dust-air mixtures taking into consideration almost abrupt changes in the mixture temperature and the fuel concentration in it requires substantiation of the choice of integration step. Many step-by-step numerical methods used for the integration of ordinary differential equations are available; however special attention should be paid to the Merson method, because it provides the most effective algorithm for the automatic selection of the step of integration. The purpose of this scientific paper was to study the opportunities of the Merson method for the integration of differential equations on the self-ignition of dust-air mixture taking into consideration actually abrupt changes in the mixture temperature and the fuel concentration in it. The common mathematical models of the self-ignition of dust-air mixtures that move in the cylindrical channel were used. The obtained data show that in the case of self-ignition the mixture temperature can be increased 8 times. It has been shown that the integration in the dust-air mixture during the integration of differential self-ignition equations. The Merson method is efficient for the investigation of self-ignition due to the automatic selection of the step of integration. The Merson method is recommended for the integration of the step of integration.

Key words: coal dust, dust-air mixture, self-ignition, mathematical model and the Merson method.

Введение

Всестороннее исследование процессов горения, воспламенения и самовоспламенения пылевоздушных смесей представляет интерес для повышения экономичности и безопасности пылеугольных паровых котлов [1–3]. Для исследования таких процессов широко применяют методы математического моделирования, что позволяет выполнять исследования и решать многие задачи без дорогостоящих натурных экспериментов с взрывоопасными веществами.

Математические модели процессов горения, и самовоспламенения пылевоздушных смесей обычно представляют в виде дифференциальных уравнений баланса энергии, массы, химической кинетики и т.п., для которых в общем случае невозможно получать точные решения. Это заставляет применять численные методы для интегрирования дифференциальных уравнений, поэтому изучение возможностей различных численных методов для исследования процессов горения и самовоспламенения пылевоздушных смесей представляется актуальным сегодня.

Цель работы

Выполнение численного интегрирования дифференциальных уравнений самовоспламенения пылевозлушной смеси с учетом практически скачкообразных изменений температуры смеси и концентрации в ней топлива требует обоснования выбора шага интегрирования. Известно множество пошаговых численных методов интегрирования дифференциальных уравнений [4, 5], но метод Мерсона заслуживает особенного внимания из-за предусмотренного в нем автоматического выбора шага интегрирования [5]. Решение задач теории ползучести повреждающихся тел [6] показало, что метод Мерсона позволяет рассматривать процессы ползучести вплоть до разрушения, когда скорости ползучести и повреждаемости увеличиваются за очень малый промежуток времени. Целью данной работы является изучение возможностей метода Мерсона для интегрирования дифференциальных уравнений самовоспламенения пылевоздушной смеси с учетом практически скачкообразных изменений температуры и концентрации топлива в ней.

Математическая модель для исследования самовоспламенения пылевоздушной смеси

Математическое моделирование процессов самовоспламенения пылевоздушных смесей рассмотрено в литературе [7–9]. Для исследования возможностей метода Мерсона используем представленную в работе [9] математическую модель самовоспламенения пылевоздушной смеси, движущейся в канале цилиндрической формы:

$$\frac{d\theta}{d\kappa} = -\left(1 - \frac{1 - \overline{\mu}}{\alpha}\right)\overline{\mu}\frac{1}{\theta^2}e^{-l/\theta} - \Omega(\theta - \theta_c),$$

$$\frac{d\overline{\mu}}{d\kappa} = -\frac{1}{\vartheta_a}\left(1 - \frac{1 - \overline{\mu}}{\alpha}\right)\overline{\mu}\frac{1}{\theta^2}e^{-l/\theta},$$
(1)

$$\left. \theta \right|_{\kappa=0} = \theta_{\rm c}, \, \overline{\mu} \right|_{\kappa=0} = 1 \,, \tag{2}$$

где θ , $\overline{\mu}$ – безразмерные температура смеси и концентрация в ней топлива; κ – безразмерная координата вдоль оси канала, по которому движется смесь; α – коэффициент избыта воздуха в смеси; Ω – безразмерный коэффициент теплопередачи; θ_c – безразмерный адиабатический прирост температуры горения над начальной температурой смеси.

Первое уравнение (1) – это уравнение баланса энергии, а второе – уравнение химической кинетики горения топлива. Безразмерные параметры математической модели (1), (2):

$$\theta = \frac{RT}{E}, \quad \kappa = \frac{Q_{\rm H}^{\rm p}\beta C_0\mu_0 f K_0 273^2 R^3}{(c_{\rm B} + \mu_0 c_{\rm \pi})wE^3} x, \quad \overline{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0},$$
$$\Omega = \frac{4\alpha_T E^3}{dQ_{\rm H}^{\rm p}\beta C_0\mu_0 f K_0 273^2 R^3}, \quad \vartheta_{\rm a} = \frac{Q_{\rm H}^{\rm p}\mu_0 R}{(c_{\rm B} + \mu_0 c_{\rm \pi})E}, \quad (3)$$

где T и x – температура смеси и координата вдоль канала ее движения; E и R – энергия активации горения и универсальная газовая постоянная; $c_{\rm B}$ и $c_{\rm n}$ – теплоемкости воздуха и пыли; w – скорость движения пылевоздушной смеси; μ_0 – начальная концентрация пыли в смеси; $Q_{\rm H}^{\rm p}$ – теплота сгорания топлива; β – стехиометрический коэффициент реакции горения топлива; C_0 – начальная концентрация кислорода в смеси; f – удельная поверхность пыли; K_0 – множитель, зависящий от полного числа соударений молекул топлива и кислорода; α_T – коэффициент теплопередачи от поверхности канала; d – диаметр канала.

С помощью дифференциальных уравнений (1) можем установить изменение температуры смеси и концентрации в ней топлива вдоль оси канала движения смеси. Резкое увеличение температуры смеси и уменьшение концентрации топлива в ней отвечает самовоспламенению.

Метод решения задачи о самовоспламенении пылевоздушной смеси

Математическая формулировка (1), (2) задачи о самовоспламенении пылевоздушной смеси отвечает канонической форме задачи Коши:

$$\frac{d\mathbf{y}}{d\kappa} = \mathbf{F}(\kappa, \mathbf{y}), \quad \mathbf{y}\big|_{\kappa=0} = \mathbf{y}_0, \quad (4)$$

где **у** – вектор искомых неизвестных; $F(\kappa, \mathbf{y})$ – заданная функция, которая определяется дифференциальными уравнениями; **у**₀ – вектор начальных значений искомых неизвестных, отвечающих значению $\kappa = 0$.

Пошаговые численные методы позволяют приближенно определить решение в отдельных точках $\kappa = \kappa_0, \kappa_1, \kappa_2, ..., \kappa_i, ...$

$$\mathbf{y}_{j} = \mathbf{y}(\mathbf{\kappa}_{j}), \quad j = 0, 1, 2, \dots.$$
 (5)

При использовании метода Мерсона вектор \mathbf{y}_{j+1} вычисляется при помощи предварительно найденного вектора \mathbf{y}_{j} следующим образом:

$$\mathbf{y}_{j+1} = \mathbf{y}_j + \frac{1}{2} (\mathbf{k}_1 + 4\mathbf{k}_4 + \mathbf{k}_5) \Delta \kappa_j,$$

$$\mathbf{k}_1 = \frac{1}{3} \mathbf{F} (\kappa_j, \mathbf{y}_j), \mathbf{k}_2 = \frac{1}{3} \mathbf{F} \left(\kappa_j + \frac{1}{3} \Delta \kappa_j, \mathbf{y}_j + \mathbf{k}_1 \right),$$

$$\mathbf{k}_3 = \frac{1}{3} \mathbf{F} \left(\kappa_j + \frac{1}{3} \Delta \kappa_j, \mathbf{y}_j + \frac{1}{2} \mathbf{k}_1 + \frac{1}{2} \mathbf{k}_2 \right),$$

$$\mathbf{k}_4 = \frac{1}{3} \mathbf{F} \left(\kappa_j + \frac{1}{2} \Delta \kappa_j, \mathbf{y}_j + \frac{3}{8} \mathbf{k}_1 + \frac{9}{8} \mathbf{k}_3 \right), \quad (6)$$

где $\Delta \kappa_i$ – шаг интегрирования.

Для выбора шага интегрирования в методе Мерсона предусмотрена следующая оценка:

$$\frac{e_0}{32} < \left\| \mathbf{e} \right\| < e_0, \quad \mathbf{e} = \frac{1}{5} \left(\mathbf{k}_1 - \frac{9}{2} \mathbf{k}_3 + 4 \mathbf{k}_4 - \frac{1}{2} \mathbf{k}_5 \right), (7)$$

rge $\mathbf{k}_5 = \frac{1}{3} \mathbf{F} \left(\mathbf{\kappa}_j + \Delta \mathbf{\kappa}_j, \mathbf{y}_j + \frac{3}{2} \mathbf{k}_1 - \frac{9}{2} \mathbf{k}_3 + 6 \mathbf{k}_4 \right);$

е₀ – допустимая погрешность.

Результаты решения задачи о самовоспламенении пылевоздушной смеси

Для изучения возможностей метода Мерсона рассмотрим задачу (1)–(3) о самовоспламенении пылевоздушной смеси для следующих исходных данных:

$$\begin{split} \mathcal{Q}^{\rm p}_{\rm H} &= 27 \; {\rm M} {\rm J} {\rm k} {\rm k} {\rm k} {\rm r} \,, \quad \beta = 0,472, \quad f = 1850 \; {\rm m}^2 / {\rm k} {\rm r} \,, \\ K_0 &= 4500 \; {\rm m/c} \,, E = 140 \; {\rm k} {\rm J} {\rm k} {\rm k} {\rm k} {\rm r} \,, \\ \alpha_T &= 0,05 \; {\rm k} {\rm B} {\rm t} / \left({\rm m}^2 \cdot {\rm c} \right) , \; d = 40 \; \; {\rm m} {\rm m} \,, w = 2 \; {\rm m/c} \,, \\ \alpha &= 0,8, \, c_{\rm B} = 1,42 \; {\rm k} {\rm J} {\rm k} / \left({\rm m}^3 \cdot {\rm K} \right) \,, \\ c_{\rm m} &= 0,95 \; {\rm k} {\rm J} {\rm k} / \left({\rm m}^3 \cdot {\rm K} \right) \,, \\ C_0 &= 0,3 \; {\rm k} {\rm r} / {\rm m}^3 \,, \, \mu_0 = 0,7 \; {\rm k} {\rm r} / {\rm m}^3 \,, e_0 = 10^{-5} \,. \end{split}$$

Здесь $T_{\rm c}$ – температура стенки камеры. Принятые исходные данные отвечают самовоспламенению пылевоздушной смеси, о чем свидетельствуют представленные на рис. 1. и рис. 2 результаты расчетов, показывающие скачкообразные изменения температуры смеси и концентрации топлива в ней.



Рис. 1 – Температура пылевоздушной смеси



в пылевоздушной смеси

Интегрирование уравнений (1), (2) с учетом практически мгновенного изменения температуры смеси и ее концентрации при самовоспламенении, (рис. 1 и рис. 2) оказалось возможным благодаря автоматическому выбору шага интегрирования в методе Мерсона (6), (7). Действительно, шаг интегрирования в методе Мерсона автоматически выбирается с учетом скорости исследуемого процесса и существенно уменьшается около координаты, отвечающей самовоспламенению пылевоздушной смеси (рис. 3).



Рис. 3 – Шаг интегрирования

Обсуждение результатов

Полученные результаты (рис. 1 и рис. 2) показывают, что при самовоспламенении температура пылевоздушной смеси практически мгновенно увеличивается, а концентрация в ней топлива – уменьшается почти в восемь раз. Чтобы учесть такие резкие изменения температуры смеси и концентрации в ней пылевоздушной смеси при интегрировании дифференциальных уравнений самовоспламенения (1), (2) приходится уменьшать шаг интегрировании с постоянным шагом величина шага интегрирования должна быть изначально достаточно малой, чтобы на соответствующем шаге учесть резкие изменения температуры смеси и концентрации в ней топлива при самовозгорании. Естественно, что интегрирование с постоянным шагом будет требовать больше времени, чем интегрирование с автоматическим выбором шага интегрирования.

Выводы

Исследованы возможности метода Мерсона для интегрирования дифференциальных уравнений самовоспламенения пылевоздушной смеси с учетом практически скачкообразных изменений температуры смеси и концентрации в ней топлива. Показано, что эффективность метода Мерсона для исследования самовоспламенения пылевоздушных смесей связана с автоматическим выбором шага интегрирования, который при решении задач о самовоспламенении может меняться более чем в сто раз. С учетом этих обстоятельств интегрирование дифференциальных уравнений, описывающих самовоспламенение пылевоздушных смесей, рекомендуется осуществлять с помощью метода Мерсона. Этот метод, по-видимому, также будет достаточно эффективен при исследовании процессов воспламенения и горения. В последующих исследованиях предполагается рассмотреть более сложные математические модели горения и самовоспламенения пылевоздушных смесей.

Список литературы

- Wu, D. Self-ignition and smoldering characteristics of coal dust accumulations in O₂/N₂ and O₂/CO₂ atmospheres / D. Wu, M. Schmidt, X. Huang, F. Verplaetsen // Proceedings of the Combustion Institute. – 2017. – Vol. 36, Issue 2. – P. 3195–3202. – ISSN 1540-7489. – doi: 10.1016/j.proci.2016.08.024.
- 2 Muto, M. Numerical simulation of ignition in pulverized coal combustion with detailed chemical reaction mechanism / M. Muto, K. Yuasa, R. Kurose // Fuel. – 2017. – Vol. 190. – P. 136–144. – ISSN 0016-2361. – doi: 10.1016/j.fuel.2016.11.029.
- 3 Zhang, J. A review on numerical solutions to selfheating of coal stockpile: Mechanism, theoretical basis, and variable study / J. Zhang, T. Ren, Y. Liang, Z. Wang // Fuel. – 2016. – Vol. 182. – P. 80–109. – ISSN 0016-2361. – doi: 10.1016/j.fuel.2016.11.029.
- 4 Butcher, J. C. A history of Runge-Kutta methods / J. C. Butcher // Applied numerical mathematics. – 1996. – Vol. 20. – P. 247–260.
- 5 Hoffman, J. D. Numerical Methods for Engineers and Scientists / J. D. Hoffman, S. Frankel. – New York-Basel : Marcel Dekker, Inc., 2001. – 825 p.
- 6 Morachkovskii, O. K. Solving initial-boundary-value creep problems / O. K. Morachkovskii, Yu. V. Romashov // International Applied Mechanics. – 2009. – Vol. 45, No. 10. – P. 1061–1070.

- 7 Colannino, J. Modeling of Combustion Systems: A Practical Approach / J. Colannino. – CRC Press, 2006. – 680 p.
- 8 Glassman, I. Combustion / I. Glassman, R. A. Yetter, N. G. Glumac. – Academic Press, 2008. – 800 p.
- 9 Виленский, Т. В. Динамика горения пылевидного топлива: (Исследования на электронных вычислительных машинах) / Т. В. Виленский, Д. М. Хзмалян. – Москва : Энергия, 1977. – 248 с.

Bibliography (transliterated)

- Wu, D., Schmidt, M., Huang, X. and Verplaetsen, F. (2017), "Self-ignition and smoldering characteristics of coal dust accumulations in O₂/N₂ and O₂/CO₂ atmospheres", *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 36, Issue 2, pp. 3195–3202, ISSN 1540-7489, doi: 10.1016/j.proci.2016.08.024.
- 2 Muto, M., Yuasa, K. and Kurose, R. (2017), "Numerical simulation of ignition in pulverized coal combustion with detailed chemical reaction mechanism", *Fuel*, Vol. 190, pp. 136–144, ISSN 0016-2361, doi: 10.1016/j.fuel.2016.11.029.

- 3 Zhang, J., Ren, T., Liang, Y. and Wang, Z. (2016), "A review on numerical solutions to self-heating of coal stockpile: Mechanism, theoretical basis, and variable study", *Fuel*, Vol. 182, pp. 80–109, ISSN 0016-2361, doi: 10.1016/j.fuel.2016.11.029.
- 4 Butcher, J. C. (1996), "A history of Runge-Kutta methods", *Applied numerical mathematics*, Vol. 20, pp. 247– 260.
- 5 Hoffman, J. D. and Frankel, S. (2001), *Numerical Methods for Engineers and Scientists*, Marcel Dekker Inc., New York-Basel.
- 6 Morachkovskii, O. K. and Romashov, Yu. V. (2009), "Solving initial-boundary-value creep problems", *International Applied Mechanics*, Vol. 45, No. 10, pp. 1061– 1070.
- 7 Colannino, J. (2006), Modeling of Combustion Systems: A Practical Approach, CRC Press.
- 8 Glassman, I., Yetter, R. A. and Glumac, N. G. (2008), Combustion, Academic Press.
- 9 Vilenskii, T. V. and Hzmalyan, D. M. (1978), Dinamika goreniya pylevidnogo topliva (Issledovaniya na elektronnyh vychislitelnyh mashinah) [Dynamics of combustion of pulverized fuel: (Research on electronic computers)], Energiya, Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

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; еmail: 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.

Вецнер Юлана Игоревна – кандидат технических наук, инженер 1 кат. отдела снабжения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; г. Харьков, Украина, e-mail: vetsner7@gmail.com, ORCID 0000-0001-8376-3510.

Vetsner Yulana – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Ромашов, Ю. В. Применение метода Мерсона для исследования процесса самовоспламенения пылевоздушной смеси / Ю. В. Ромашов, Ю. И. Вецнер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 75–78. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.10.

Please cite this article as:

Romashov, Yu. and Vetsner, Yu. (2017), "Using the Merson Method to Study the Dust-Air Mixture Self-Ignition Process", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 75–78, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.10.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Ромашов, Ю. В. Використання методу Мерсона для дослідження процесу самозаймання повітряної суміші пиловидного палива / Ю. В. Ромашов, Ю. І. Вецнер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 75–78. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.10.

АНОТАЦІЯ Розглянуто застосування методу Мерсона для чисельного інтегрування системи звичайних диференціальних рівнянь, що описують процес самозаймання повітряної суміші пиловидного палива, що рухається в циліндричному каналі. Показано, що за рахунок автоматичного вибору кроку інтегрування метод Мерсона дозволяє досліджувати процеси практично стрибкоподібних змін температури пило-повітряної суміші і концентрації палива, характерних для самозаймання.

Ключові слова: вугільний пил, пило-повітряна суміш, самозаймання, математична модель, метод Мерсона.

Поступила (received) 10.02.2017

УДК 629.7.036.3

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.11

Т. П. МИХАЙЛЕНКО, Д. А. НЕМЧЕНКО, ДУАИССИА ОМАР ХАДЖ АИССА, И. И. ПЕТУХОВ

ПОДХОДЫ К МОДЕЛИРОВАНИЮ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕМЕНТАХ МАСЛОСИСТЕМЫ ГТД

АННОТАЦИЯ Надежная работа газотурбинного двигателя во многом определяется совершенством масляной системы. В связи с этим остро стоят вопросы по модернизации маслосистем и разработке новых подходов к их проектированию. Практически в любом элементе маслосистемы движется двухфазная смесь масла с воздухом, что влияет на протекание термогидравлических процессов в этих элементах. Статья посвящена анализу особенностей этих процессов и подходов к их моделированию.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, маслосистема, двухфазный поток, масловоздушная смесь, термогидравлические процессы.

T. MYKHAILENKO, D. NEMCHENKO, DOUAISSIA OMAR HADJ AISSA, I. PETUKHOV

APPROACHES TO THE SIMULATION OF THERMAL HYDRAULIC PROCESSES IN THE OIL SYSTEM ELEMENTS OF GAS TURBINE ENGINE

ABSTRACT Design of the oil-system for gas-turbine engines requires the calculation of the exact fuel consumption and pressure losses in the pipelines, the heat exchange between the oil and the lubrication system elements, critical modes of the flow in the pipelines and local resistances. A development of the model of oil system that will enable the measurement of the flow rate and other parameters at any place inside the oil system, the numerical investigation of the influence of structural improvements taking into account these parameters is a rather promising outlook. A specific feature of the oil system of gas turbine engine is that the oil and air mixture is passing instead of single-phase liquid (oil) actually in each element of it, which affects the behavior of thermohydraulic processes in these elements. This scientific paper gives consideration to the peculiarities of the two-phase flow of oil-gas mixture, heat-mass exchange processes that occur in the oil cavity of the rotor rack of gas turbine engine and prevalent approaches to their analysis. Consideration was also given to specific features of software products available for the numerical simulation of thermal hydraulic processes and the possibility of their use for the development of the model of oil system for the gas turbine engine has been analyzed. This scientific paper showed that the investigations carried out in this field require theoretical approaches to the problem solution, the use of state-of-the-art program packages for numerical experiments and the availability of experimental base.

Key words: gas-turbine engine, oil system, two-phase flow, oil-air mixture and thermohydraulic processes.

Введение

Совершенствование авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и энергетических установок на их базе идет по пути дальнейшего улучшения удельных показателей, при одновременном ужесточении требований по надежности и ресурсу. В связи с созданием авиационных двигателей новых поколений, а также с повышением требований к эффективности процессов их проектирования и доводки, все больше внимания уделяется методам и средствам математического моделирования ГТД и его систем [1]. Одной из таких систем является система смазки, непосредственным образом влияющая на надежность работы двигателя.

При проектировании маслосистемы ГТД возникает необходимость расчета точного расхода масла и потерь давления в трубопроводах, теплообмена между маслом и элементами системы смазки, критических режимов течения в трубопроводах и местных сопротивлениях. В связи с этим, перспективным направлением может являться создание модели маслосистемы, позволяющей определить указанные выше параметры в характерных местах маслосистемы и численно исследовать влияние конструктивных доработок на эти параметры.

Маслосистема газотурбинного двигателя состоит из разнородных с точки зрения теплогидравлических процессов частей, что вызывает определенную сложность при ее моделировании. Постановка граничных условий в ряде случаев связана с описанием рабочего процесса примыкающих (сопряженных) элементов двигателя. Кроме этого необходимо учитывать, что в масляных полостях опор ротора, в суфлирующей и откачивающей магистралях движется не однофазная среда, а масляно-воздушная смесь. Для двухфазного потока изменение температуры и давления меняют не только теплофизические свойства фаз, но также объемное газосодержание, плотность и скорость смеси. Это прямо влияет на гидравлические потери и условия теплообмена.

Цель работы

Целью данной публикации является рассмотрение особенностей протекания теплогидравлических процессов в элементах масляной системы ГТД и формирование подходов к их моделированию.

© Т. П. Михайленко, Д. А. Немченко, Дуаиссиа Омар Хадж Аисса, И. И. Петухов 2017

1 Элементы системы смазки и суфлирования ГТД

Схема маслосистемы определяется назначением и типом ГТД [2–4]. На рис. 1 представлена упрощенная схема циркуляционной нормально замкнутой маслосистемы [5]. В такой системе масло, откачиваемое из маслосборников двигателя, после очистки от механических примесей, отделения воздуха и охлаждения подается снова в двигатель. Она включает в себя всасывающую, нагнетающую и откачивающую магистрали, а также систему суфлирования масляных полостей двигателя.



Рис. 1 – Схема циркуляционной нормально замкнутой маслосистемы: НН – нагнетающий маслонасос; РК – редукционный клапан; ФТО и ФГО –фильтры тонкой и грубой очистки масла; ЗК – запорный (обратный) клапан; ЦВО – центробежный воздухоотделитель; ЦС – центробежный суфлер

Всасывающая магистраль подводит масло из маслобака к нагнетающему насосу самотеком или при помощи подкачивающего маслонасоса. Нагнетающая магистраль подводит масло к местам смазки под давлением 0,35...0,5 МПа. В магистраль входят нагнетающий насос с редукционным клапаном. фильтр тонкой очистки. запорный клапан, препятствующий перетеканию масла из бака в неработающий двигатель, масляные форсунки, датчики-указатели температуры и давления масла на входе в двигатель. Откачивающая магистраль отводит смесь масла и воздуха, попавшего в масляную полость за счет наддува уплотнений, из маслосборников двигателя. Она включает в себя фильтрующие и пеногасящие сетки, устанавливаемые в маслосборниках, датчики-указатели температуры и давления масла на выходе из двигателя, сигнализаторы наличия стружки в масле, откачиваюшие маслонасосы, воздухоотделитель, фильтр грубой очистки, топливомасляный или воздухомасляный радиатор. Суфлирующая магистраль обеспечивает сообщение всех масляных полостей с атмосферой и поддержание в полостях

двигателя давления воздуха, обеспечивающего нормальную работу контактных и расходных уплотнений. Система включает в себя трубопроводы и центробежный суфлер, предназначенный для выпуска воздуха и газов из масляных полостей двигателя в атмосферу, отделения от потока воздуха и газа частичек масла и поддержания заданного избыточного давления в суфлируемых полостях.

2 Особенности двухфазного течения масляно-воздушной смеси

Практически в любом элементе маслосистемы движется не однофазная жидкость – масло, а смесь его с воздухом, причем часть воздуха растворена в масле. При этом состав раствора зависит от вида масла, его температуры и давления и может отличаться от равновесного при быстром изменении этих параметров.

Структура двухфазного потока меняется по всему контуру маслосистемы. В откачивающей магистрали с объемным газосодержанием потока от 0,7 до 0,1 возможны пенный, расслоенный, снарядный или пузырьковый режимы течения. В нагнетающем контуре – пузырьковый режим течения. В суфлирующей магистрали поток имеет, как правило. лисперсную или лисперсно-кольцевую структуру с газосодержанием, близким к единице. Эту особенность нужно учитывать при тепловом и гидравлическом расчете, поскольку на перепад давления и теплоотдачу влияют не только газосодержание и теплофизические свойства фаз, но и режим течения (структура) двухфазного потока, который может меняться при определенных сочетаниях параметров.

Известные карты режимов течения [6] носят лишь качественный характер и получены, в основном, при анализе течения водовоздушных и пароводяных потоков в трубах. Поэтому вопросы идентификации структуры двухфазной масляновоздушной смеси даже для прямолинейных участков и установившегося течения не определены. Конфигурация трубопроводов маслосистемы с поворотными участками различной ориентации относительно силы тяжести, влияние гравитации из-за относительно малой скорости потока в отдельных каналах еще больше осложняют эту задачу.

Еще одна особенность двухфазных потоков связана с низкими значениями равновесной скорости звука. Для отдельных структур это может качественно изменить характер течения уже при скоростях потока 10–20 м/с. Отдельного исследования требуют также вопросы образования двухфазного потока при смешении воздуха и масла, разделения смеси в криволинейных каналах и вращающихся элементах центробежных сепараторов фаз.

3 Процессы тепломассообмена в масляной полости опоры ротора ГТД

Математическая модель маслосистемы должна базироваться на описании теплогидравлических процессов в отдельных элементах маслосистемы, учитывая взаимосвязи между ними. Ключевым элементом системы смазки авиационного двигателя является опора ротора, так как величина потребной прокачки масла зависит от конструкции опоры, частоты вращения ротора и тепловых потоков в масляную полость опоры.

Для определения потребной прокачки масла необходим расчёт теплового потока от двигателя в масляную полость опоры. Для исключения перетечек масла из масляной полости через уплотнения, в предмасляной полости создается большее давление за счет наддува воздухом, чаще всего отбираемым от компрессора ГТД. В результате этого в масляную полость попадает теплый воздух смешивается с маслом, образуя масляно-И воздушную смесь. При этом количество тепла, поступившего с воздухом, определяется его температурой и расходом. Расход воздуха через уплотнения зависит от перепада давления снаружи и внутри масляной полости. В общем представлении, тепловой поток в масляную полость опоры состоит из нескольких составляющих, изображенных на рис. 2.



Рис. 2 – Составляющие теплового потока в масляную полость опоры



Рис. 3 – Структура потока в масляной полости опоры

К ним относятся тепловые потоки: из тракта (Q_1) ; через стенки опоры (Q_2) ; через вал (Q_3) ; от трения в уплотнениях (Q_4) ; от трения в подшипниках, зубчатых передачах, шлицевых соединениях и т.п. (Q_5) ; от воздуха, поступающего через уплотнения (Q_6) .

Из тракта теплота передается в масляную полость за счет теплопроводности через элементы опоры, контактирующие с проточной частью двигателя, а затем конвекции. Аналогичный процесс наблюдается и при передаче теплоты от вала.

Процесс передачи тепла через стенки происходит за счет конвекции, теплопроводности и излучения. При передаче теплоты от окружающей среды к стенке опоры и от стенки опоры к окружающей среде в основном преобладает конвективный теплообмен, за исключением опор турбин. Так как в основном масляная полость турбин снаружи обтекается потоком горячего воздуха, то необходимо учитывать и лучистую составляющую теплового потока. В общем случае тепловой поток через стенку опоры определяется уравнением теплопередачи [7]

$$Q_2 = k(t_{\rm\scriptscriptstyle B} - t_{\rm\scriptscriptstyle M})F,$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F – площадь поверхности теплообмена, м²; $t_{\rm B}$ – температура воздуха с наружной стороны стенки, К; $t_{\rm M}$ – температура масла (температура среды в масляной полости), К.

Для расчёта количества тепла, поступающего в опору из тракта, через стенки и от вала необходимо предварительно определить температуры деталей опоры и коэффициенты теплоотдачи.

Для определения коэффициента теплоотдачи в полости наддува опоры необходимо знать значения температуры, давления в местах отбора и выпуска воздуха из системы наддува. Далее по известной геометрии каналов и значениям газодинамических параметров определяются параметры потока по всей сети. При этом учитывается влияние подогрева воздуха, вследствие температурной неравномерности элементов системы.

Коэффициент теплоотдачи в масляной полости опоры зависит от структуры потока и других факторов. К ним можно отнести частоту вращения вала, расходы масла на смазку трущихся деталей и воздуха, прошедшего через уплотнения, геометрические размеры полости. На рис. 3 показана возможная структура потока в масляной полости опоры [8].

На данный момент не существует единой методики расчета коэффициента теплоотдачи в масляной полости, что является предметом для научных исследований.

Тепловой поток от трения в уплотнениях может рассчитываться по методике, изложенной в [9], а от трения в подшипниках – по методике, предложенной Демидовичем [10].

4 Численное моделирование теплогидравлических процессов

На данный момент известны методики тепловых и гидродинамических расчетов однофазного течения в сложных системах. Существуют программные комплексы, позволяющие моделировать сложные системы и выполнять их термогидравлический анализ такие, как:

• Generalized Fluid System Simulation Program (GFSSP) [11].

• Flow Network Modeling Code (FLOMODL) [12].

• Aspen HYSYS [13] – система точного моделирования технологических процессов в нефтегазоперерабатывающей отрасли.

Перечисленные программы позволяют формировать сложную систему из набора стандартных элементов, устанавливать связи между ними, задавать воздействия на систему и проводить анализ процессов. Кроме этого программы имеют в своем составе средства для расчета теплофизических свойств теплоносителей в зависимости от температуры и давления. Графический интерфейс программ делает систему интуитивно понятной для пользователя, что сокращает время, требуемое для создания модели системы. Данные программы разработаны под конкретные области техники и имеют в своем составе набор стандартных элементов, характерный для этих областей. Отсутствие требуемого набора элементов маслосистемы, а также корректного описания свойств масляновоздушной смеси делают эти программы непригодными для создания модели маслосистемы ГТД.

Для моделирования маслосистемы ГТД разработан программный комплекс *General Analysis Software of Aero-Engine Lubrication System (GASLS)* [14]. Он имеет интуитивно понятный интерфейс, позволяет визуализировать систему, однако в нем не учитываются характеристики многофазных потоков, которые присущи маслосистеме авиационного двигателя, особенно, это касается масляных полостей опор роторов, откачивающих и суфлирующих магистралей. Таким образом, принятый в *GASLS* подход к расчету теплогидравлических процессов вносит существенную погрешность при моделировании реальных процессов, происходящих в маслосистеме ГТД.

В последнее время было предпринято ряд попыток для моделирования двухфазных потоков в откачивающем трубопроводе, например [15], а также в масляных полостях опор ротора ГТД [16] с использованием *CFD*-моделирования. Для этого использовалась различные подходы и модели многофазных потоков встроенные в программный комплекс ANSYS, показанные на рис. 4.

Для подхода «*Euler* – *Euler*» свойственно моделирование двухфазного течения как единого потока с границей раздела фаз. Для подхода «*Euler*



Рис. 4 – Моделирование многофазных течений

- Lagrange» характерно разделение на сплошной поток и дискретные частицы. Согласно анализу для моделирования процесса, при взаимодействии жидкости и газа на границе раздела фаз рационально использовать подход «Euler – Euler». Наиболее пригодными для моделирования процессов, протекающих в масляных полостях опор, являются модель VOF, реализованная в программном пакете ANSYS FLUENT, а также модели Homogeneous и Inhomogeneous, реализованные в программном пакете ANSYS CFX. Для моделей Mixture и Eulerian необходимо иметь подробное представление о структуре многофазной среды. В работе [12] изучались процессы в маслокартере с привлечением экспериментальных данных и результатов CFDмоделирования. При этом рассматривались различные модели многофазного течения. Как показал сравнительный анализ, использование модели VOF дало лучший результат, разница между результатами расчета и эксперимента составила 9 %.

Выводы

Исследование теплогидравлических процессов в элементах маслосистемы ГТД является одной из актуальных технических задач. Математическое моделирование сложных процессов основывается на рассмотрении системы уравнений, содержащей фундаментальные уравнения математической физики, начальные и граничные условия. В рассматриваемых случаях всё сводится к моделированию внутренних течений двухфазных потоков в каналах различной геометрии, жидкая и газообразная фаза которых обмениваются массой, теплотой и количеством движения. Разработка математической модели, программная реализация численных методов решения задач гидродинамики и тепломассообмена двухфазных потоков представляет самостоятельную научную задачу. На основании результатов численного исследования можно будет делать выводы относительно эффективности того или иного элемента системы и затем принимать дальнейшие решения по улучшению работы маслосистемы. Результаты математической модели могут быть использованы при проектировании и оптимизации системы смазки ГТД.

На данный момент известны методики тепловых и гидродинамических расчетов однофазного течения в маслосистеме, разработаны специальные программные комплексы, позволяющие анализировать распределение расхода, давления и температуры масла на различных участках системы смазки. Однако такой подход приводит к большим погрешностям в виду того, что параметры потока в значительной степени определяются свойствами и характером поведения компонентов в смеси.

Исследования по представленным направлениям требуют теоретических подходов к решению задач, применение современных программных пакетов для проведения численных экспериментов и наличие стендовой базы.

Список литературы

- Кривошеев, И. А. Имитационное моделирование работы авиационных ГТД с элементами систем управления / И. А. Кривошеев, Д. А. Ахмедзянов, А. Е. Кишалов // Вестник Уфимского гос. авиацион. техн. университета. – 2008. – Т. 11, № 2. – С. 37–38.
- техн. университета. 2008. Т. 11, № 2. С. 37–38.
 Иноземцев, А. А. Автоматика и регулирование авиационных двигателей и энергетических установок. Системы: в V томах. Т. 5. Газотурбинные двигатели / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. Москва : Машиностроение, 2008. 200 с.
- 3 Домотенко, Н. Т. Масляные системы газотурбинных двигателей / Н. Т. Домотенко, А. С. Кравец. – Москва : Транспорт, 1972. – 96 с
- 4 Бич, М. М. Смазка авиационных газотурбинных двигателей / М. М. Бич, Е. В. Вейнберг, Д. Н. Сурнов ; под ред. Г. С. Скубачевского. – Москва : Машиностроение, 1979. – 176 с.
- 5 Чигрин, В. С. Системы и агрегаты ГТД : учеб. пособие / В. С. Чигрин, С. Е. Белова. – Рыбинск : РГАТА, 2005. – 20 с.
- 6 Баттерворс, Д. Теплопередача в двухфазном потоке: пер. с англ. А. В. Ягова [и др.] / Д. Баттерворс ; под ред. Д. А. Лабунцова. – Москва : Энергия, 1980. – 328 с.
- 7 Исаченко, В. П. Теплопередача : учеб. для вузов / Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – 3-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергия, 1981. – 488 с.
- 8 Wang, C. Thin Film Modelling For Aero-Engine Bearing Chambers / C. Wang, H. P. Morvan, S. Hibberd, K. A. Cliffe // Vancouver, British Columbia, Canada, ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. – 2011. – Vol. 1. – pp. 1–10. – ISBN 978-0-7918-5461-7.
- 9 Виноградов, А. С. Исследование теплового состояния опоры авиационного газотурбинного двигателя / А. С. Виноградов, Р. Р. Бадыков, Д. Г. Федорченко // Вестник Самарского гос. аэрокосм. университета. Самара, 2014. № 5(47), Ч. 1. С. 37–44. ISSN: 2541-7533.
- 10 Демидович, В. М. Исследование теплового режима подшипников ГТД / В. М. Демидович. – Москва : Машиностроение, 1978. – 171 с.
- 11 Majumdar, A. K. A Generalized Fluid System Simulation Program to Model Flow Distribution in Fluid Net-

works / A. K. Majumdar, J. W. Bailey, P. A. Schallhorn, T. Steadman // AIAA. – 1998. – No. 98-3682.

- 12 McAmis, R. W. Modeling Fluid Flow Networks / R. W. McAmis, J. T. Miller, R. R. Burdette, D. E. Milleville // AIAA. – 1996. – No. 96-3120.
- 13 Кузнецов, О. А. Основы работы в программе Aspen HYSYS : учеб. пособие / О. А. Кузнецов. – Берлин : М. Директ-Медиа. – 2015. – 153 с. – ISBN 978-5-4475-4649-6.
- 14 Yaguo, Lu. Numerical Simulation of Aero-Engine Lubrication System / Lu Yaguo, Liu Zhenxia, Huang Shengqin // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2009. Vol. 131. doi: 10.1115/1.3026573.
- 15 Kanarachos, S. Simulation of the Air-Oil Mixture Flow in the Scavenge Pipe of an Aero Engine / S. Kanarachos, M. Flouros // Advances in Remote Sensing, finite differences and information security. – 2012. – pp. 78– 83. – ISBN 978-1-61804-127-2.
- 16 Лисицин, А. Н. Повышение эффективности проектирования масляных полостей опор ГТД на основе метода численного моделирования двухфазного течения : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.07.05 / Лисицин Александр Николаевич. – Рыбинск, 2015. – 16 с.

Bibliography (transliterated)

- Krivosheev, I. A. (2008), "Imitacionnoe modelirovanie raboty aviacionnyh GTD s ehlementami sistem upravleniya [The imitation modeling of air turbine engines with control system elements]", *Vestnik UGATU [Scientific journal of Ufa State Aviation Technical University]*, Vol. 11, No. 2, pp. 37–38.
- 2 Inozemcev, A. A, Nihamkin, M. A. and Sandrackij, V. L. (2008), Avtomatika i regulirovanie aviacionnyh dvigatelej i ehnergeticheskih ustanovok [Automation and regulation of aviation engines and power installations], Vol. 5, Mashinostroenie, Moscow, Russia.
- 3 Domotenko, N. T and Kravec, A. S. (1972), Maslyanye sistemy gazoturbinnyh dvigatelej [Oil system of gas turbine engines], Transport, Moscow, Russian.
- 4 Bich, M. M., Vejnberg, E. V. and Surnov, D. N. (1979), Smazka aviacionnyh gazoturbinnyh dvigatelej [Lubrication of aircraft gas turbine engines], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
- 5 CHigrin, V. S. and Belova, S. E. (2005), Sistemy i agregaty GTD [Gas turbine engine units and systems], RGATA, Rybinsk.
- 6 **Battervors, D.** (1980), *Teploperedacha v dvuhfaznom* potoke [Two-phase flow and heat transfer], Translated by Ygova A. V., Energiya, Moscow.
- 7 Isachenko, V. P., Osipova, V. A. and Sukomel A. S. (1981), *Teploperedacha [Heat transfer]*, Energiya, Moscow, Russia.
- 8 Wang, C, Morvan, H. P., Hibberd, S. and Cliffe, K. A. (2011), "Thin Film Modelling For Aero-Engine Bearing Chambers", *Vancouver, British Columbia, Canada, ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, Vol. 1, pp. 1–10, ISBN 978-0-7918-5461-7.
- 9 Vinogradov, A. S., Badykov, R. R. and Fedorchenko, D. G. (2014), "Issledovanie teplovogo sostoyaniya opory aviacionnogo gazoturbinnogo dvigatelya [Analysis of the thermal state of aircraft engine supports]",

Vestnik SGAU (Samara State Aerospace University), Vol. 1, No. 5(47), pp. 37–44, ISSN: 2541-7533.

- 10 Demidovich, V. M. (1978), Issledovanie teplovogo rezhima podshipnikov GTD [Investigation of the thermal regime of the bearings GTE], Mashinostroenie, Moscow.
- 11 Majumdar, A. K, Bailey, J. W., Schallhorn, P. A. and Steadman, T. (1998), "A Generalized Fluid System Simulation Program to Model Flow Distribution in Fluid Networks", *AIAA*, No. 98-3682.
- 12 McAmis, R. W, Miller, J. T., Burdette, R. R. and Milleville, D. E. (1996), "Modeling Fluid Flow Networks", *AIAA*, No. 96-3120.
- 13 Kuznecov, O. A. (2015), Osnovy raboty v programme Aspen HYSYS [The basics of working in the program Aspen HYSYS], M. Direkt-Media, Berlin, ISBN 978-5-4475-4649-6.

- 14 Yaguo, Lu, Zhenxia, Liu and Shengqin, Huang (2009), "Numerical Simulation of Aero-Engine Lubrication System", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 131, doi: 10.1115/1.3026573.
- 15 Kanarachos, S. and Flouros, M. (2012), "Simulation of the Air-Oil Mixture Flow in the Scavenge Pipe of an Aero Engine", Advances in Remote Sensing, finite differences and information security, pp. 78–83, ISBN 978-1-61804-127-2.
- 16 Lisicin, A. N. (2015), "Povyshenie ehffektivnosti proektirovaniya maslyanyh polostej opor gtd na osnove metoda chislennogo modelirovaniya dvuhfaznogo techeniya [Increase the productivity of the oil cavities supports GTD method-based numerical simulation of twophase flow]", Abstract of a Thesis Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Rybinsk.

Сведения об авторах (About authors)

Михайленко Тарас Петрович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры аэрокосмической теплотехники Национальный аэрокосмический университет «ХАИ»; г. Харьков, Украина; e-mail: m_tar@mail.ru.

Mykhailenko Taras Petrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, Associate Professor of Aerospace Thermal Engineering Department, Zhukovsky National Aerospace University "KhAI", Kharkov, Ukraine.

Немченко Денис Александрович – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»; г. Харьков, Украина; e-mail: k205@mail.ru.

Nemchenko Denis Aleksandrovich – Graduate Student of Department of Aircraft Engine Design, Zhukovsky National Aerospace University "KhAI", Kharkov, Ukraine.

Дуаиссиа Омар Хадж Аисса – аспирант кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: douaissia.omar@hotmail.fr.

Douaissia Omar Hadj Aissa – Graduate Student of Aerospace Thermal Engineering Department, Zhukovsky National Aerospace University "KhAI", Kharkov, Ukraine.

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

Petukhov IIya Ivanovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, Associate Professor of Aerospace Thermal Engineering Department, National Aerospace University named after N. Y. Zhukovsky "Kharkov Aviation Institute"; Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Михайленко, Т. П. Подходы к моделированию теплогидравлических процессов в элементах маслосистемы ГТД / Т. П. Михайленко, Д. А. Немченко, Дуаиссиа Омар Хадж Аисса, И. И. Петухов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 79–84. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.11.

Please cite this article as:

Mykhailenko, T., Nemchenko, D., Douaissia Omar Hadj Aissa and Petukhov, I. (2017), "Approaches to the Simulation of Thermal Hydraulic Processes in the Oil System Elements of Gas Turbine Engine", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 79–84, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.11.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Михайленко, Т. П. Підходи до моделювання теплогідравлічних процесів Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 79–84. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.11.

АНОТАЦІЯ Надійна робота газотурбінного двигуна багато в чому визначається досконалістю масляної системи. У зв'язку з цим гостро стоять питання щодо модернізації маслосистем і розробки нових підходів до їх проектування. Практично в будь-якому елементі маслосистеми рухається двохфазна суміш масла з повітрям, що впливає на перебіг термогідравлічних процесів в цих елементах. Стаття присвячена аналізу особливостей цих процесів і підходів до їх моделювання.

Ключові слова: газотурбінний двигун, маслосистема, двофазний потік, масловоздушная суміш, термогідравлічні процеси

Поступила (received) 08.02.2017

УДК 621.4

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.12

А. К. ЧЕРЕДНИЧЕНКО, М. Р. ТКАЧ

ВЛИЯНИЕ КЛИМАТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ УТИЛИЗАЦИОННОЙ МЕТАЛЛОГИДРИДНОЙ УСТАНОВКИ ДВУХТОПЛИВНОГО МАЛООБОРОТНОГО ДВС ГАЗОВОЗА

АННОТАЦИЯ Проанализирована возможность применения сжиженного природного газа в судовой энергетике. Выявлена перспективность утилизации сбросного тепла малооборотных дизельных двигателей применением металлогидридных установок непрерывного действия. Представлена расчетная схема установки и параметры рабочих сред. Приведены результаты математического моделирования процессов в утилизационной металлогидридной установке. Выявлена устойчивость работы утилизационной металлогидридной установки в различных климатических условиях эксплуатации.

Ключевые слова: LNG-газовоз, утилизационная установка, малооборотный двигатель, металлогидридная суспензия, водород.

O. CHEREDNICHENKO, M. TKACH

INFLUENCE OF CLIMATIC FACTORS ON THE EFFICIENCY OF DISPOSAL METAL-HYDRIDE UNIT FOR THE DOUBLE-FUEL LOW-SPEED INTERNAL COMBUSTION ENGINE OF GAS TANKERS

ABSTRACT Contemporary tendencies in the development of ship power engineering have been analyzed. Consideration was given to the specific features of the transportation of liquefied natural gas by gas tankers. The prospects of utilization of the secondary energy resources of marine double-fuel low-speed diesel engines were defined. The metal hydride units of a continuous action were offered for this purpose. The need for the estimation of the influence of climatic factors on the efficiency of disposal metal-hydride unit has been defined. We proposed to carry out the investigation using the methods of mathematical simulation. The model takes into consideration the main physical relations, in particular material and thermal balances, the phase equilibrium, and heat-mass transfer processes. A relative power of disposal metal-hydride unit was taken as the efficiency criterion. The investigation was carried out with the regard to the propulsive unit of gas tanker of a Q-max type with the propulsion engine 9G80ME. The design diagram of the unit and the parameters of working media have been presented. The data of mathematical simulation of processes have been given. The disposal metal-hydride unit showed a reliable operation in different climatic operation conditions. A specific power of the disposal unit ranged from 5.7 to 6.2 %. The mechanical power of disposal unit was equal to 2.5 MW that enables the drive of the fuel gas compressor of propulsion engine and attached electric generator.

Key words: LNG-gas tanker, disposal unit, low-speed engine, metal-hydride suspension, and hydrogen.

Введение

Анализ тенденций развития судовой энергетики позволяет выявить два основных тренда жесткая регламентация выбросов и дальнейшее повышение энергетической эффективности. Это связано с приоритетностью вопросов борьбы с загрязнением окружающей среды. ІМО в своих резолюциях указывает на необходимость для каждого нового судна валовой вместимостью 400 и более тонн определять требуемый (Required) и достижимый (Attained) конструктивный индекс энергетической эффективности судна EEDI (Energy Efficiency Design Index), а также операционный индекс EEOI (Energy Efficiency Operational Index) при проектировании, постройке и эксплуатации судна [1]. Физический смысл индексов идентичен и представляет собой отношение массы произведенного энергетической установкой судна парникового газа CO₂ к величине транспортной работы судна за определенный период времени, регламентируемое при проектировании новых судов (EEDI) и в процессе эксплуатации (EEOI)

$$EEDI = \frac{CO_2 emission}{Transport_work} .$$

Сокращение CO₂ образующегося при работе энергетической установки, может быть достигнуто как уменьшением расхода топлива, так и применением топлива с низким содержанием углерода. Таким топливом является природный газ.

К 2035 году почти половина природного газа будет транспортироваться судами газовозами LNG (Liquid Natural Gas) [2]. Мировой спрос на LNG удвоился за последние 10 лет и составляет более 200 миллионов тонн ежегодно. Согласно данным World LNG Market Forecast 2016–2020 капитальные вложения в рынок LNG составят \$241 млрд в период между 2016 и 2020 гг. Флот газовозов, которые еще называют «плавучими трубопроводами» составляет 444 судна, кроме того еще 119 судов составляют «портфель заказов» (Lloyd's List Intelligence, 2016).

Сжиженный природный газ транспортируется при атмосферном давлении и при температурах ниже точки кипения метана (-161,5 °C). Это

© А. К. Чередниченко, М. Р. Ткач, 2017

позволяет уменьшить объем перевозимого груза примерно в 600 раз.

В качестве критерия оценки потерь испарившегося в процессе перевозки газа ($BOG - Boil-Off \ Gas$) принята величина скорости испарения груза ($BOR - Boil \ Of \ Rate$), которая определяется как процентное отношение потерь за сутки V_{BOG} к общему объему перевозимого груза V_{LNG}

$$BOR = \frac{V_{BOG}}{V_{LNG}},$$

где *BOR* – %/сут.

По данным [3] для современных газовозов в грузовом рейсе BOR = 0,1-0,15 %, в балластном рейсе 0,06-0,1 %, в зависимости от конструктивной схемы и поколения судна. Испарившийся газ может быть использован в качестве топлива в энергетической установке или обработан в установке повторного сжижения.

Современные малооборотные дизельные двигатели (МОД) являются основой судовой энергетики. Они имеют высокий КПД, превышающий 50 % и большую агрегатную мощность, что обеспечило возможность применения таких двигателей на большинстве типов морских транспортных судов.

Ведущие производители судовых малооборотных дизельных двигателей адаптировали свою продукцию для работы на метане и других альтернативных видах топлива. При работе двухтопливных МОД, около 3–5 % приходится на запальную дозу жидкого топлива («пилотное» топливо), которым является дизельное топливо. Газообразное топливо (метан) подается в двигатель под давлением 25...30 МПа [4], при этом затраты мощности на привод компрессорной установки газообразного топлива составляют 2,8–3 % мощности двигателя [5]. Такие двигатели применяются на газовозах LNG, где в качестве топлива используется BOG (рис. 1).

Резервом повышения энергоэффективности судна с малооборотной дизельной пропульсивной установкой является утилизация энергии вторичных энергоресурсов. Для установки с МОД это выхлопные газы, надувочный воздух, охлаждающая вода и циркуляционное масло, которые обладая достаточно существенным энергетическим потенциалом, являются низкотемпературными, что затрудняет их утилизацию.

В научно-исследовательском институте «Энергетики и машиностроения» Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова проведен ряд исследований, посвященных проблемам утилизации вторичных энергоресурсов тепловых двигателей. Выявлена перспективность утилизации сбросного тепла малооборотных дизельных двигателей применением металлогидридных установок непрерывного действия [6–8]. Технологическая схема такой установки подробно описана в работах [9] и включает в себя: теплообменные аппараты отвода тепла сбросных энергоресурсов, десорбера, перегревателя водорода, расширительной машины, насоса перекачки металлогидридной суспензии, насосов теплоносителей горячего и холодного контуров, адсорбера, регенератора и регенерационного турбнасосного агрегата. Эффективность такой установки в значительной мере определяется параметрами окружающей среды, которые для транспортного судна могут изменяться в достаточно широких пределах.

Представляет интерес анализ влияния климатических факторов на эффективность утилизационных металлогидридных установок в составе энергокомплексов с малооборотной пропульсивной установкой газовозов *LNG*.

Цель работы

Оценка методами математического моделирования **влияния** климатических факторов на эффективность утилизационной металлогидридной установки, работающей в составе судового пропульсивного комплекса на базе малооборотного двухтопливного дизельного двигателя.

Изложение основного материала

Эффективность судовой утилизационной металлогидридной установки может быть исследована методами математического моделирования, при этом многовариантность схемных решений требует выявления взаимосвязей ее элементов методами системного анализа.

При исследовании энергетической установки газовоза целесообразно рассматривать ее как три основных взаимосвязанных компонента: главные двигатели, электроэнергетическое оборудование и системы обработки испаряющегося в процессе транспортировки газа.

Современные объектно-ориентированные подходы к проектированию сложных технических систем [10, 11] предполагают совмещение принципов стратегии функциональной декомпозиции с инкапсуляцией подсистем. Исходя из этого, при моделировании процессов в энергокомплексе на базе главного МОД с утилизационной металлогидридной установкой структурная схема может быть представлена в виде системы из трех функционально взаимосвязанных подсистем (рис. 1):

 – энергетической подсистемы, в которой химическая энергия топлива преобразуется в механическую, электрическую и тепловую энергию;

 подсистемы утилизации тепла, предназначенной для преобразования сбросной теплоты энергетической подсистемы в механическую, электрическую и тепловую виды энергии;

 подсистемы обработки испаряющегося в процессе транспортировки груза. Связь между элементами подсистем осуществляется потоками энергоносителей (теплоносителей и рабочих тел циклов), посредством которых осуществляются процессы энергетического взаимодействия между подсистемами и в целом, в энергетической установке.



Рис. 1 – Общая структура модели энергетической установки газовоза

При математическом моделировании процессов в энергетической подсистеме основными параметрами являются параметры (давление, температура, расход) рабочих сред и вторичных энергоресурсов.

Для определения этих параметров возможно использование специальных программных продуктов, размещаемых производителями двигателей на официальных сайтах. При дальнейшем исследовании для двигателей *MAN Diesel & Turbo SE* использовалась *on-line* программа *CEAS Engine Calculations*, размещенная на официальном сайте marine.man.eu. Программа позволяет определить удельный расход топлива, количество и температуру отходящих газов за двигателем, а также тепловой баланс двигателя в зависимости от степени его нагружения и параметров окружающей среды.

При моделировании процессов испарения перевозимого груза применялись методики и алгоритмы сформулированные в [12, 13]. Согласно [13, 14] основными компонентами испаряющегося в процессе транспортировке груза являются метан (92...98 %) и азот (2...8 %). Азот является балластной составляющей.

В качестве критерия эффективности утилизационной металлогидридной установки принята относительная мощность установки \overline{N} , представляющая собой отношение механической мощности утилизационной установки $N_{\text{мехуу}}$ к мощности главного двигателя $Ne_{\Gamma \Pi}$. Согласно подходам, сформированным в [7], механическая мощность утилизационной установки определяется с учетом затрат мощности на перекачку суспензии $N_{\text{сп}}$, а также на привод насосов циркуляции горячего $N_{\text{нг}}$ и холодного теплоносителя $N_{\text{нх}}$

$$N_{\rm mexyy} = N_{\rm nc} - N_{\rm cn} - N_{\rm hr} - N_{\rm hx},$$

где $N_{\rm nc}$ – мощность, полученная в водородной расширительной машине.

В дальнейшем исследовании рассмотрена утилизационная металлогидридная установка, источником тепла в которой служит промежуточный теплоноситель, циркуляцию которого обеспечивает циркуляционный насос параллельно через утилизационные теплообменники отходящих газов и наддувочного воздуха за турбокомпрессором. Схема установки предусматривает регенерацию тепловой энергии в регенерационном теплообменнике, и регенерацию механической энергии в гидродвигателе, приводящем подкачивающий насос металлогидридного контура. Благодаря этому уменьшаются затраты мощности на перекачку гидридной суспензии.

Исследование проводилось применительно к пропульсивной установке газовоза типа *Q*-тах грузовместимостью 265 тыс. м³ сжиженного природного газа. В качестве главного двигателя (ГД) рассмотрен современный двухтопливный малооборотный дизельный двигатель 9G80ME-C9.5-GI фирмы *MAN Diesel & Turbo*, основные характеристики которого приведены в табл. 1.

Характеристики двигателя приняты в соответствии с ограничениями *IMO Tier II*. Доля пилотного топлива (*MDO* по *ISO 8217*) составляет 3 %. Базовый расчет был проведен на условия *ISO*: температура воздуха $T_a = 298$ K; температура охлаждающей забортной воды $T_{sw} = 298$ K.

Расчетная схема установки, созданная с помощью системы моделирования химикофизических процессов *Aspen Plus* представлена на рис. 2.

Модель учитывает основные физические соотношения: материальный и тепловой балансы; фазовое равновесие; процессы тепло- и массопередачи.

Таблица 1 – Характеристики двигателя 9G80ME	2-
<i>С9.5-GI</i> по <i>ISO 3046/1-2002</i> при 100 % нагружении	И

Параметр	Размерность	Величина		
Спецификационная	кВт	42390		
Длительная мощность	¹	72		
частота вращения	МИН	12		
Среднее эффективное		21		
давление	бар	21		
Давление наддува		4,2		
Удельный расход:				
газа	г/(кВт·ч)	136,7		
пилотного топлива		5		
Отходящие газы:				
расход	кг/с	91,2		
температура*	К	509		

За турбокомпрессором.

Определение затрат мощности на перекачивание рабочих сред, потребовало моделирования процессов в теплообменных аппаратах. В результате рассчитаны геометрические характеристики теплообменных поверхностей и гидравлические сопротивления типовых кожухотрубных (стандарт ТЕМА) теплообменников при заданных в расчетной схеме параметрах. Гидравлические сопротивления составили 20 и 30 кПа по холодной и горячей сторонам, соответственно.

В качестве промежуточного теплоносителя был принят *Therminol* ® 66 – синтетическая органическая жидкость с максимальной рабочей температурой 345 °C. Рабочим телом в металлогидридном контуре принята суспензия MmNi_{4,5}Al_{0,5} в *Therminol* ® 66.

Основные параметры сред в цикле представлены в табл. 2 (условия *ISO*).

Относительная мощность утилизационной металлогидридной установки составила $\overline{N} = 0,06$. Регенерация механической энергии в гидродвигателе, приводящем подкачивающий насос металлогидридного контура, позволила увеличить мощность установки на 13 % (рис. 3).

Согласно данным фирмы *MAN Diesel & Turbo* затраты мощности в установке подачи *BOG* в ГД 9*G80ME* составляют 1,2 MBт. Механическая

мощность утилизационной установки около 2,5 МВт, что позволяет сделать вывод о возможности привода компрессора подачи газа от водородной расширительной машины, при этом, избыток мощности может быть использован для привода генератора электрического тока.

При моделировании влияния климатических условий учитывалась география основных маршрутов эксплуатации газовозов *LNG* (рис. 4).

Для двух климатических режимов (тропические условия и умеренный режим) посредством *on-line* программы *CEAS Engine Calculations* (marine.man.eu) определены параметры вторичных энергоресурсов двигателя (табл. 3).

Обсуждение результатов

Проведенные исследования показали, что мощность утилизационной металлогидридной установки незначительно зависит от климатических условиях эксплуатации.

Изменение мощности для климатических условий отличных от *ISO* составило 3–5 %. Повышение температуры окружающей среды (тропические условия) приводит к некоторому росту эффективности утилизационной металлогидридной установки (рис. 5).



Рис. 2 – Упрощенная расчетная схема утилизационной металлогидридной установки: 1 – МОД; 2 – турбокомпресор; 3, 4 – утилизационные теплообменники охладителя надувочного воздуха и отходящих газов; 5 –перегреватель водорода; 6 – циркуляционный насос контура нагрева; 7 – десорбер, 8 – сорбер; 9 –насосы контура охлаждения; 10 – питательный насос; 11 – водородная расширительная машина; 12 – регенерационный теплообменник; 13 – турбонасосний агрегат; 14 – компрессор топливного газа; 15 – охладитель водорода

Поток	Температура	Давление	Массовый		
TIOTOK	среды, К	среды, МПа	расход, кг/с		
Воздух					
AIR-1	298	0,10	89,50		
AIR-2	471	0,42	89,50		
AIR-3	353	0,39	89,50		
	Отход	ящие газы	-		
EG-1	509	0,12	91,20		
EG-2	354	0,10	91,20		
	Тс	опливо	-		
BOG	173	0,10	1,61		
NG	318	30,00	1,61		
MDO	298	0,3	0,06		
Ко	нтур промежут	очного теплон	осителя		
TER1-1	341	4,00	45,00		
TER1-2	502	3,98	45,00		
TER1-3	480	3,95	45,00		
TER2-1	341	4,00	45,00		
TER2-2	462	3,98	45,00		
TER0-1	471	3,95	90,00		
TER0-2	384	3,93	90,00		
TER0-3	341	3,90	90,00		
	Контур ме	еталлогидрида			
SUSP-1	364	3,75	214,30		
SUSP-2	341	3,72	214,30		
SUSP-3	341	0,81	214,30		
SUSR-1	308	3,19	214,0		
SUSR-2	333	3,17	214,30		
SUSR-3	333	3,77	214,30		
	Конту	р водорода			
H2-1	364	3,77	1,150		
H2-2	495	3,75	1,150		
H2-3	339	0,81	1,150		
H2-4	308	0,79	1,150		
Контур охлаждающей воды					
SW-1	298	0,1	100		
SW-2	314	0,2	100		
SW1-1	298	0,1	30		
SW1-2	308	0,2	30		
SW2-1	298	0,1	400		
CW2 2	202	0.2	400		

Таблица 2 – Параметры рабочих сред



Рис. 3 – Составляющие механической мощности утилизационной металлогидридной установки



Рис. 4 – Основные маршруты газовозов LNG [15]

Таблица 3 – Характеристики климатических режимов

-			
Параметр	Размерность	Величина	
Тропические условия: $T_a = 318$ K; $T_{sw} = 309$ K			
Удельный расход топ-	г/(и Р т.н.)	138.2	
ливного газа	17(KD1 4)	138,2	
Отходящие газы*:			
расход	кг/с	84,4	
температура**	К	542	
Расход надувочного	165/0	82.7	
воздуха	KI/C	82,7	
Умеренный режим: $T_a = 283$ K; $T_{sw} = 283$ K			
Удельный расход топ-	г/(кВт·ч)	135,0	
ливного газа			
Отходящие газы*:			
расход	кг/с	94,8	
температура**	К	483	
Расход надувочного		02.2	
воздуха	KI/C	93,2	



Для принятых параметров металлогидридного контура и располагаемого диапазона температур вторичных энергоресурсов удельная мощность утилизационной установки составила 5,7...6,2 %.

Повышение мощности утилизационной металлогидридной установки может быть достигнуто за счет повышения температуры водорода перед расширительной машиной. При этом часть *BOG* может быть использована в качестве топлива в дожигающем устройстве для повышения потенциала контура промежуточного теплоносителя.

Выводы

1 Удельная мощность утилизационной металлогидридной установки 5,7...6,2 % позволяет осуществить привод компрессора топливного газа ГД и навесного электрогенератора от водородной расширительной машины.

2 Выявлена устойчивость работы утилизационной металлогидридной установки в различных климатических условиях эксплуатации.

3 Перспективным направлением повышения эффективности утилизационной металлогидридной установки является повышение температуры водорода перед расширительной машиной за счет сжигания избытка *BOG* в дожигающем устройстве.

Список литературы

- IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines. [Электронный ресурс]. 2016 Режим доступа: http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pollution Prevention/AirPollution/Documents/Air%20pollution/M2%20EE%20regulations%20and%20guidelines%20final.pdf. –06.02.2017.
- 2 BP Energy Outlook 2035 [Электронный ресурс] Режим доступа: https://www.bp.com/content/dam/bp /pdf/energy-economics/energy-outlook-2016/bp-energyoutlook-2016.pdf. – 06.02.2017.
- 3 Glomski, P. Problems with Determination of Evaporation Rate and Properties of Boil-off Gas on Board LNG Carriers / P. Glomski and R. Michalski // Journal of Polish Cimac, Energetic aspects. – Gdańsk, 2011. – Vol. 6, No. 1. – P. 133–140.
- 4 ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines. MAN Diesel & Turbo. 5510-0063-06ppr Aug. 2014. – Режим доступа: http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technicalpapers/me-gi-dual-fuel-man-b-amp-w-engines433833f0 bf5969569b45ff0400499204.pdf?sfvrsn=34. – 16.01.2017.
- 5 LNG Carriers with ME-GI Engine and High Pressure Gas Supply System. MAN Diesel & Turbo. 5510-0026-04ppr Sep 2014. – Режим доступа: http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technicalpapers/lng-carriers-with-high-pressure-gas-supplysystem.pdf?sfvrsn=16. – 16.01.2017.
- 6 Ткач, М. Р. Удельная мощность металлогидридных утилизационных установок непрерывного действия / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С. М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 10(127) – С. 106–110. – ISSN 1727-7337.
- 7 Ткач, М. Р. Утилизация тепла вторичных энергоресурсов малооборотных двигателей стационарных электростанций металлогидридными установками непрерывного действия / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С. М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Вестник двигателестроения. – 2016. – № 2. – С. 31– 35. – ISSN 1727-0219.
- 8 Ткач, М. Р. Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлогидридной установкой непрерывного действия / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С. М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Двигатели внутреннего сгорания. 2014. № 2. С. 57–62. ISSN 0419-8719.

- 9 Ткач, М. Р. Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80ME металогидридной установкой непрерывного действия / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С. М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – № 1. – С. 35–41. – ISSN 0419-8719.
- 10 Gaspar, H. M. Handling Complexity Aspects in Conceptual Ship Design / H. M. Gaspar, A. Ross, D.H. Rhodes, S. Erikstad // Int'l Maritime Design Conference. Glasgow, UK, June 2012 P. 150–160. doi: 10.3940/rina.ijme.2012.a3.230.
- Erikstad, S. O. A Ship Design and Deployment Model for Non-Transport Vessels / S. O. Erikstad, S. Solem, K. Fagerholt // Ship Technology Research. – September 2011. – Vol. 58, No 3. – P. 132–141.
- 12 Dimopoulos, G. G. Thermoeconomic Simulation of Marine Energy Systems for a Liquefied Natural Gas Carrier / George G. Dimopoulos, Christos A. Frangopoulos // Int. J. of Thermodynamics. December 2008. – Vol. 11, No. 4. – P. 195–201. – doi: 10.5541/ijot.228.
- 13 Dimopoulos, G. G. A Dynamic Model for Liquefied Natural Gas Evaporation During Marine Transportation / George G. Dimopoulos, Christos A. Frangopoulos // Int. J. of Thermodynamics. – September 2008. – Vol. 11, No. 3. – P. 123–131. – doi: 10.5541/ijot.220.
- 14 Dobrota, D. Problem of Boil off in LNG Supply Chain / D. Dobrota, B. Lalik, V. Komar // Transactions ON Maritime Science. – 2013. – No 02. – P. 91– 100. – doi: 10.7225/toms.v02.n02.001.
- 15 Höegh LNG Partners LP, September 1, 2014 Режим доступа: https://www.sec.gov/Archives/edgar/data /1603016/000119312514302189/d701161d424b4.htm. – 06.02.2017.

Bibliography (transliterated)

1 (2016), *IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines*, available at: http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pollution Preven-

tion/AirPollution/Documents/Air%20pollution/M2%20 EE%20regulations%20and%20guidelines%20final.pdf (accessed 6 February 2017).

- 2 (2016), *BP Energy Outlook 2035*, available at: https://www.bp.com/ content/dam/bp/pdf/energyeconomics/energy-outlook-2016/bp-energy-outlook-2016.pdf (accessed 6 February 2017)
- 3 Glomski, P. and Michalski, R. (2011), "Problems with Determination of Evaporation Rate and Properties of Boil-off Gas on Board LNG Carriers", *Journal of Polish Cimac, Energetic aspects*, Vol. 6, No. 1, pp. 133–140.
- 4 (2014), ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines. MAN Diesel & Turbo. 5510-0063-06ppr Aug 2014, available at: http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/ technical-papers/me-gi-dual-fuel-man-b-amp-wengines433833f0bf5969569b45ff0400499204.pdf? sfvrsn=34 (accessed 16 January 2017).
- 5 (2014), LNG Carriers with ME-GI Engine and High Pressure Gas Supply System. MAN Diesel & Turbo. 5510-0026-04ppr Sep 2014, available at: http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technicalpapers/lng-carriers-with-high-pressure-gas-supplysystem.pdf?sfvrsn=16 (accessed 16 January 2017).
- 6 Tkach, M. P., Timoshevskij, B. G., Docenko, S. M. and Galynkin, J. N. (2015), "Udel'naja moshhnost' metallogidridnyh utilizacionnyh ustanovok nepreryvnogo dejstvija [Specific power the metal hy-

dride utilization continuous power plants]", Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace technic and technology], No. 10(127), pp. 106–110, ISSN 1727-7337.

- 7 Tkach, M. P., Timoshevskij, B. G., Docenko, S. M. and Galynkin, J. N. (2016), "Utilizacija tepla vtorichnyh jenergoresursov malooborotnyh dvigatelej stacionarnyh jelektrostancij metallogidridnymi ustanovkami nepreryvnogo dejstvija [Heat recovery from waste energy low-speed engines stationary power plant metal hydride continuous plant]", Vestnik dvigatelestrornij [Herald of Air-engine Building], No. 2, pp. 31–35, ISSN 1727-0219.
- 8 Tkach, M. P., Timoshevskij, B. G., Docenko, S. M. and Galynkin, J. N. (2014), "Vlijanie regeneracii jenergii na jeffektivnost' utilizacii nizkopotencial'nogo tepla metallogidridnoj ustanovkoj nepreryvnogo dejstvija [Influence of the energy recuperation on low-grade heat recovery in the metalhydride installation of continuous operation]", Dvigateli vnutrennego sgoranija [Internal Combustion Engines], No. 2, pp. 57–62, ISSN 0419-8719.
- 9 Tkach, M. P., Timoshevskij, B. G., Docenko, S. M. and Galynkin, J. N. (2014), "Utilizacija nizkopotencial'nogo tepla DVS 9G80 ME metalogidridnoj ustanovkoj nepreryvnogo dejstvija [Low grade heat recovery from ice 9G80 ME by the metal-hydride installation of continuous operation]", Dvigateli vnutrennego sgoranija [Internal Combustion Engines],

No. 1, pp. 35–41, ISSN 0419-8719.

- 10 Gaspar, H. M., Ross, A., Rhodes, D. H. and Erikstad, A. S. (2012), "Handling Complexity Aspects in Conceptual Ship Design", *Int'l Maritime Design Conference*, Glasgow, UK, pp. 150–160, doi: 10.3940/rina.ijme.2012.a3.230.
- 11 Erikstad, S.O., Solem, S. and Fagerholt, A. (2011), "A Ship Design and Deployment Model for Non-Transport Vessels", *Ship Technology Research*, Vol. 58 No. 3, pp. 132–141
- 12 Dimopoulos, G. G., Christos, A. and Frangopoulos, A. (2008), "Thermoeconomic Simulation of Marine Energy Systems for a Liquefied Natural Gas Carrier", *Int. J. of Thermodynamics*, Vol. 11 No. 4, pp. 195–201, doi: 10.5541/ijot.228.
- 13 Dimopoulos, G. G., Christos, A. and Frangopoulos, A. (2008), "A Dynamic Model for Liquefied Natural Gas Evaporation During Marine Transportation", *Int. J. of Thermodynamics*, Vol. 11 No. 3, pp. 123–131, doi: 10.5541/ijot.220.
- 14 Dobrota, D., Lalik, B. and Komar, B. (2013), "Problem of Boil – off in LNG Supply Chain", *Transactions* on Maritime Science, No. 02, pp. 91–100, doi: 10.7225/toms.v02.n02.001.
- 15 (2014), Höegh LNG Partners LP, September 1, available at: https://www.sec.gov/Archives/edgar/data/1603016/0001 19312514302189/d701161d424b4.htm (accessed 6 February 2017).

Сведения об авторах (About authors)

Чередниченко Александр Константинович – кандидат технических наук, доцент, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, доцент кафедры судовых и стационарных энергетических установок; г. Николаев, Украина; e-mail: cherednichenko.aleksandr65@gmail.com, ORCID 0000-0003-5745-8117.

Cherednichenko Oleksandr Costyntunovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of Ship and Stationary Power Plants, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine.

Ткач Михаил Романович – доктор технических наук, профессор, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, заведующий кафедрой инженерной механики и технологии машиностроения; г. Николаев, Украина; e-mail: mykhaylo.tkach@gmail.com, ORCID 0000-0003-4944-7113.

Tkach Mykhaylo Romanovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, head Department of Engineering Mechanics and Mechanical Technology, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Чередниченко, А. К. Влияние климатических факторов на эффективность утилизационной металлогидридной установки двухтопливного малооборотного ДВС газовоза / А. К. Чередниченко, М. Р. Ткач // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 85–91. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.12.

Please cite this article as:

Cherednichenko, O. and Tkach, M. (2017), "Influence of Climatic Factors on the Efficiency of Disposal Metal-Hydride Unit for the Double-Fuel Low-Speed Internal Combustion Engine of Gas Tankers", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 85–91, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.12.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Чередніченко, О. К. Вплив кліматичних факторів на ефективність утилізаційної металогідридної установки двопаливного малообертового ДВЗ газовозу / О. К. Чередніченко, М. Р. Ткач // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 85–91. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.12.

АНОТАЦІЯ Проаналізована можливість застосування зрідженого природного газу в судновій енергетиці. Виявлено перспективність утилізації скидного тепла малообертових дизельних двигунів застосуванням металогідридних установок безперервної дії. Представлена розрахункова схема установки і параметри робочих середовищ. Наведено результати математичного моделювання процесів в утилізаційної металогідридної установці. Виявлено стійкість роботи утилізаційної металогідридної установки в різних кліматичних умовах експлуатації.

Ключові слова: LNG-газовіз, утилізаційна установка, малооборотний двигун, металогідридна суспензія, водень. Поступила (received) 17.02.2017 УДК 620.91

doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.13

В. Л. КАВЄРЦЄВ, В. О. ДЯГІЛЄВ

ОГЛЯД ПРОБЛЕМ ЕФЕКТИВНОГО ВИКОРИСТАННЯ ПАЛИВНО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ В ПРОМИСЛОВОМУ СЕКТОРІ УКРАЇНИ ТА МОЖЛИВІ ОПТИМАЛЬНІ ШЛЯХИ ЇХ ВИРІШЕННЯ

АНОТАЦІЯ Розглянуті актуальні питання щодо проблеми ефективного використання та споживання паливноенергетичних ресурсів в промисловості Україні. Наведенні приклади пошуку технічних рішень, які можуть знизити собівартість теплової та електричної енергії. Наведені статистичні дані використання паливно-енергетичних ресурсів у найбільш енерговитратних галузях промисловості. У висновках вказані причини неефективного використання енергоресурсів і запропоновані рекомендації щодо доцільного їх використання шляхом побудови нових або модернізації діючих енергетичних установок.

Ключові слова: енергетика, енергозабезпечення, види палива, природний газ, вторинні енергоресурси, доменний газ, коксовий газ.

V. KAVERTSEV, V. DYAGHILEV

REVIEWING AN EFFICIENCY OF THE USE OF FUEL AND POWER RESOURCES FOR THE INDUSTRY OF UKRAINE

ABSTRACT The purpose of this scientific paper was to analyze actual problems related to the use of fuel and power resources and faced today by the power economy sector in Ukraine. An efficient use of these resources provides a stable power supply for the State. At the present time Ukraine survives a considerable rise in price for natural gas and other traditional power resources. This scientific paper describes the basic measures taken to decrease the cost price of used power resources and reduce the amount of expensive fuel used by industrial companies in Ukraine. This paper gives the statistics of the use of fuel and power resources by the companies of mining and smelting sector that are the key consumers of power resources. It should be noted in conclusion that Ukraine has a considerable potential for the reduction of the consumption of fuel and power resources due to the optimized use of secondary power resources through the manufacture of new boilers and the modernization of old boiler units that would enable the combustion of the fuels of a wide range. The wanted effect can be achieved through the improvement of firing burners installed in the boilers.

Key words: power engineering, power supply, fuel types, natural gas, secondary power resources, blast-furnace gas and coke oven gas.

Вступ

Вирішення проблем енергоємності виробництва та енергозабезпечення економіки є найважливішими умовами економічного розвитку і енергетичної безпеки України. Сучасний етап світової економіки характеризується глобальною інтеграцією, як у сфері науково-технологічній, так і в сфері енергозбереження, що безпосередньо впливає на енергоємність ВВП, як однієї з фундаментальних характеристик економічного стану будь-якої країни.

Основою державної політики енергозбереження в національній економіці України є її система законодавства в області економікогосподарської діяльності. Базовий в цій сфері Закон України «Про Енергозбереження» передбачає систему інституційних, регуляторних і заохочувальних заходів щодо режиму використання паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР), на основі яких розроблено нормативно технологічні документи [1–2], а також регіональні програми.

Мета роботи

Метою даної роботи є аналіз актуальних проблем, які існують в даний час в промисловому секторі України, де енергозбереження суттєво залежить від виду використаного палива, а також практичні шляхи їх вирішення за рахунок удосконалення топково-пальникових пристроїв котельних агрегатів, що забезпечують сумісне спалювання різного виду палива.

Викладення основного матеріалу

На даний час енергетика України постала перед фактом суттєвого подорожчання природного газу та інших традиційних енергоресурсів, що значно підвищило собівартість теплової та електричної енергії, що виробляється. Зокрема, обсяг споживання природного газу країни в енергобалансі становить 32,3 млрд. м³ природного газу, з якого власний видобуток складає 19,9 млрд. м³. Споживання газу в галузі промисловості складає 9,6 млрд. м³ [3]. Ці обставини змушують здійснювати пошуки технічних рішень, які б дозволили знизити паливну складову собівартості виробництва теплової та електричної енергії.

Головними споживачами паливноенергетичних ресурсів в промисловому секторі є підприємства гірничо-металургійного комплексу. Основними видами палива, що використовуються на підприємствах гірничо-металургійного комплексу (ГМК) України, є кокс та природний газ.

На забезпечення технологічних процесів на підприємствах ГМК витрачається певна кількість палива, електричної і теплової енергії. Крім того, самі технологічні процеси протікають з виділенням різних енергетичних ресурсів: теплоносіїв, горючих продуктів, газів і рідин з надлишковим тиском, які можуть бути використані для енергетичних цілей в якості вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР). Відомо, що доменний та коксовий гази, які відносяться до вторинних енергоресурсів, приблизно забезпечують чверть спожитих ПЕР. Розміри обсягів споживання окремих видів палив які використовуються на підприємствах ГМК, наведено на рис. 1.



Рис. 1 – Діаграма використання ПЕР на підприємствах ГМК України

Отримані ВЕР на підприємствах ГМК з економічної та екологічної точки зору доцільно використовувати як основне паливо в котельних агрегатах, працюючих на цих підприємствах, заощаджуючи на використанні природного газу. В той же час, для забезпечення надійного енерготеплопостачання на підприємствах ГМК, які в якості основного палива можуть використовувати доменний або коксовий газ, необхідно зберегти можливість спалювання природного газу одночасно з цими ВЕР, тому що обсяг об'ємів ВЕР змінюється та інколи може бути менший за потрібний.

У таких випадках доцільно застосування так званих мультіпаливних котельних агрегатів. Треба відзначити, що котельні агрегати, які здатні працювати на різних видах палива (мазут, природний, коксовий і доменний гази) вже використовуються в промисловості. Однак, досить часто, всі ці види палива спалюються в частково модернізованих котельних агрегатах, конструкції яких були раніше призначені для спалювання тільки природного газу та мазуту. Це, зокрема, призводить до виникнення ряду недоліків в їх конструкції (в результаті тільки часткової модернізації), зниженню рівня ефективності та надійності в роботі.

На рис. 2 зображена схема газопроводів котельного агрегату з використанням чотирьох типових пальникових пристроїв для спалювання природного газу та мазуту. Спалювання природного, коксового, доменного газу і мазута в такій схемі з використанням даних пальникових пристроїв не є достатньо ефективним.

Варто відзначити, що однією з основних необхідних умов, що визначає ефективність використання пального котельним агрегатом, є створення оптимальної, для конкретного випадку, конструкції його топково-пальникового пристрою. При здійсненні цього завдання (модернізації конструкції топково-пальникового пристрою), перш за все, необхідно врахувати, що склад і фізичні властивості доменного, коксового та природного газу розрізняються між собою. Зокрема, спільне спалювання цих газів може призвести до погіршення змішування палива з повітрям, що порушить оптимальне співвідношення «паливо-повітря». Це може призвести до зменшення продуктивності котельного агрегату і його ККД, а також до збільшення вмісту СО в димових газах. Тому, актуальною є розробка модернізованих конструкцій мультіпаливних котельних агрегатів, для конкретних підприємств. Це дозволить ефективно використовувати, як традиційні види палива, так і вторинні енергоресурси, що отримуються на цих підприємствах.

При розробці модернізованої конструкції топково-пальникового пристрою мультіпаливного котельного агрегату необхідно враховувати особливості спалювання ВЕР як низькокалорійних газів спільно з висококалорійними паливами, що пов'язані з різними фізичними властивостями і хімічним складом цих видів палива. Наприклад, особливості використання доменного газу пов'язані з його низькою питомою теплотою згоряння і високою вологістю. Питома теплота згоряння доменного газу визначається вмістом горючих компонентів (моноокиси вуглецю СО, водню Н і вуглеводнів СтНп) і становить 700-800 ккал/м³, в той час, як природного газу – 8050 ккал/м³.

У доменному газі міститься значна кількість баласту у вигляді азоту $N_2 = 50-52$ % і діоксиду вуглецю $CO_2 = 15-17$ % [4]. Висока вологість доменного газу (35–200 г/м³) ускладнює умови його займання і сприяє утворенню хімічного не догорання. Внаслідок малої кількості вуглеводнів факел доменного газу практично не світиться.



Рис. 2 – Схема газопроводів котельного агрегату з використанням топково-пальникових пристроїв типу ГМ для спалення природного газу та мазуту: 1 – котел; 2 – пальник; 3 – вентилятор з електродвигуном; 4 – водяний економайзер; 5 – димосос; Г – газопровід димових; газів; ГП – повітропровід гарячого повітря

З урахуванням наведених особливостей доменного газу мають бути розроблені такі технічні рішення, що дозволять експлуатувати котельні агрегати на доменному газі без підсвічування факела природним або коксовим газом. Для цього потрібні технічні рішення, які могли б забезпечити підігрів дуттьового повітря до високих температур і загальний підігрів дуттьового повітря і доменного газу з метою забезпечення необхідної температури факела для займання і стабільного горіння палива.

Важливим, при розробці оптимальної конструкцій мультіпаливного котельного агрегату, є необхідність забезпечення його надійної експлуатації в широкому діапазоні співвідношення різних видів палив, які будуть спалюватися в топковопальниковому пристрої.

Вкрай суттєвим для котельних агрегатів будь-яких типів є підтримка номінальної температури пари. У ряді конструкцій мультіпаливних котельних агрегатів, для збереження номінальної температури пари в широкому діапазоні співвідношення палив, пальники низькокалорійного палива зазвичай розміщують в нижній частині топки, а пальники висококалорійних палив – в верхніх ярусах. Однак це призводить до зростання числа пальників, що ускладнює конструкцію котельного агрегату, а також ускладнює можливість підтримання оптимального паливноповітряного режиму роботи топки.

В сучасних достатньо ефективних конструкціях топково-пальникових пристроїв мультіпаливних котельних агрегатів, подача повітря в пальники здійснюються через верхні і нижні сопла. Сопла розташовуються під кутом один до одного, одне над іншим. Завдяки такому розташуванню сопел топково-пальникового пристрою є можливість саморегулювання положення факела по висоті топки котла. Зміна положення факела в топці дозволяє підтримувати необхідну температуру перегрітої пари при роботі на різних видах палива. Як показують попередні оціночні розрахунки, в нижнє сопло пальника можна подавати 60 % повітря, а також природний і коксовий гази, а у верхнє сопло подавати 40 % повітря і доменний газ.

Зміна положення максимуму температур в топці котла відбувається шляхом варіації співвідношення кінетичної енергії газових потоків з верхнього і нижнього сопла при зміні теплової частки газу, що впливає на температуру димових газів на виході з топки і температуру перегрітої пари. При переході під час експлуатації котельного агрегату з доменного газу на природний газ або при зміні частки доменного газу за рахунок конструкції топково-пальникового пристрою може змінюватися температура димових газів перед пароперегрівником, що також є регулятором температури перегрітої пари.

Схема можливого варіанту використання модернізованих топково-пальникових пристроїв, які можуть працювати на доменному, коксовому, природному газі та мазуті зображена на рис. 3.

В цій схемі передбачені два димососа і два вентилятора. На газопроводі газу передбачена установка підігрівника доменного газу. Підігрівник доменного газу встановлений окремо.

Підігрів здійснюється за рахунок тепла живильної води, відібраної з економайзера.



Рис. 3 –Варіант схеми мультіпаливного котельного агрегату з використанням модернізованих топково-пальникових пристроїв: 1 – димосос; 2 – вентилятор с електродвигуном; 3 – пальник; Г – газопровід димових газів; ГП – горяче повітря; ВЕ – водяний економайзер; ТПП – технічний повітряний підігрівник; ХП – холодне повітря

У трубах підігрівника доменного газу проходить живильна вода, в між-трубному просторі – доменний газ.

Таким чином, проблеми, які пов'язані зі спалюванням низькокалорійних газів (ВЕР) спільно з висококалорійними паливами (природний газ, мазут) на підприємствах ГМК України, можуть бути в деякій мірі вирішені при використанні модернізованих конструкцій топково-пальникових пристроїв котельних агрегатів. Зокрема їх використання забезпечує:

 – суттєве зниження кількості пальників, що спрощує схему газоповітряпроводів котельних агрегатів, підвищує надійність їх роботи, орієнтовано збільшує приблизно в 1,5–2 рази міжремонтний період роботи котлів;

 – збільшення частки спалюваного доменного газу в якості ВЕР зі збереженням номінального навантаження котла;

спрощення схеми автоматизації котла.

Для більш детального аналізу ефективності використання конструкцій топково-пальникових пристроїв мультіпаливних котельних агрегатів на підприємствах ГМК України необхідна розробка відповідних математичних моделей.

Висновки

В енергетиці України необхідно впроваджувати нові технічні рішення, які б дозволили знизити паливну складову собівартості теплової та електричної енергії. Найбільший потенціал економії енергії зосереджено в промисловому секторі країни, а саме в гірничо-металургійному комплексі, як одному з основних споживачів енергоресурсів.

Причини високої енергоємності в гірничометалургійному комплексі в державі такі:

1) Висока енергоємність основних технологічних процесів.

 2) Поганий стан основних фондів (понад 65 % повністю вичерпали терміни експлуатації).

3) Недостатнє використання вторинних джерел енергії.

Перспективним напрямком у вирішенні цієї актуальної проблеми є використання модернізованих топково-пальникових пристроїв котельних агрегатів, які використовують ВЕР, що виробляються на підприємствах ГМК. Реалізація такого технічного рішення в мультіпаливних котельних агрегатах, з модернізованими топковопальниковими пристроями дасть можливість спалювати більш широкий спектр палив та отримувати одночасно енергозберігаючий та екологічний ефекти.

Для цього необхідна розробка математичних моделей з урахуванням представлених основних напрямків вирішення даної задачі, для продовження досліджень в цій області.

Список літератури

 Збірник основних законодавчих нормативних актів, які визначають функції Урядового органу державного управління Державної інспекції з енергозбереження. – Київ : Державна інспекція з енергозбереження, 2007. – 1193 с.

- 2 Стратегія енергозбереження в Україні / За ред. В. А. Жовтянського, М. М. Куліка. – Київ : Академ. періодика, 2006. – Т. 1. – 510 с.
- 3 Стан розвитку паливно-енергетичного комплексу України за 2016 рік. – Київ : Міністерство енергетики та вугільної промисловості. Статистична інформація. – Режим доступу: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id =245176291. – 29.01.2017.
- 4 Лариков, Н. Н. Теплотехника : учеб. для вузов / Н.
 Н. Лариков. 3-е изд. Москва : Стройиздат, 1985. 432 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 State Inspectorate for Energy Conservation (2007), Collection basic legislative acts that determine the function of governmental body of the State Inspectorate for Energy Conservation, Kiev, Ukraine.
- 2 Zhovtnianskiy, V. A. and Kulik, M. M. (2006), The strategy of energy efficiency in Ukraine, Acad. periodicals, Kiev, Ukraine.
- 3 Ministry of Energy and Coal Mining of Ukraine (2016), "The state of the fuel and energy complex of Ukraine", available at: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id =245176291, (accessed 29 January 2017).
- 4 Larikov, N. N. (1985), Teplotehnyka: Textbook. for high schools, Stroyizdat, Moscow, Russia.

Відомості про авторів (About authors)

Кавєрцєв Валерій Леонідович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри парогенератобудування; м. Харків, Україна.

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

Дягілєв Вадим Олександрович – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: dyaga.v@gmail.com, orcid 0000-0001-6823-7221.

Dyahiliev Vadym – Graduate Student of The Steam Generator Building Department, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; Kharkov, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Кавєрцєв, В. Л. Огляд проблем ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів в промисловому секторі України та можливі оптимальні шляхи їх вирішення / В. Л. Кавєрцєв, В. О. Дягілєв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 92–96. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.13.

Please cite this article as:

Kavertsev, V. and Dyaghilev, V. (2017), "Reviewing an Efficiency of the Use of Fuel and Power Resources for the Industry of Ukraine", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 92–96, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.13.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Каверцев, В. Л. Обзор проблем эффективного использование топливно-энергетических ресурсов в промышленном секторе Украины и возможные оптимальные пути их решения / В. Л. Каверцев, В. О. Дягилев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 92–96. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.13.

АННОТАЦИЯ Рассмотрены актуальные вопросы по проблеме экономической эффективности использования и потребления топливно-энергетических ресурсов в Украине. Приведены примеры поиска технических решений, которые могут снизить себестоимость тепловой и электрической энергии. Приведена статистика использования ресурсов в наиболее энергозатратных отраслях промышленности. В выводах указаны причины неэффективного использования энергоресурсов и предложены рекомендации по целесообразности их использования путем построения новых или модернизации действующих энергетических агрегатах.

Ключевые слова: энергетика, энергообеспечения, виды топлива, природный газ, вторичные энергоресурсы, доменный газ, коксовый газ.

Надійшла (received) 08.02.2017

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

<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 1)	6
Shubenko O., Malyarenko V., Babak M., Senetskyi O., Sarapin V. Developing the Cascade Thermal Circuit for the Turbine Unit Operating on Low-Boiling Working Medium Intended for Agricultural Power Engineering	.13
Shulzhenko N., Gontarovskiy P., Garmash N., Glyadya A. Estimating the Vibrations of Turbounit-Foundation-Base System Exposed to Seismic Loads	.25
<i>Chernousenko O., Peshko V.</i> Estimating the Low-Cycle Fatigue, Damageability and the Residual Life of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130 unit No 1 used by PJSC "Kharkiv CHPP-5"	.30
Bakhmutska Ju., Goloshchapov V. Changing the Heating Conditions of the Rotor of High Pressure Cylinder in the Region of End Seals in the Cold Start Mode	.38
<i>Tretiak O., Shut O., Gakal P., Poliienko V.</i> Features of Mathematical Modeling of the Thermal State of the Bulb Type Hydrogenerators.	.44
<i>Tarasov A. I., Lytvynenko O. A., Myhaylova I. A.</i> Metering Characteristics of the Openings Used for the Cooling Systems of Gas Turbines	.52
<i>Voloshchuk V.</i> Advanced Exergetic Analysis of a Heat Pump Providing Space Heating Taking Into Account Seasonal Variations of Operation Modes	.59
<i>Vanyeyev S., Miroshnychenko D.</i> Defining the Fields for the Rational Application of Eddy Expansion Turbomachines by Using Criterion Systems	.66
<i>Romashov Yu., Vetsner Yu.</i> Using the Merson Method to Study the Dust-Air Mixture Self-Ignition Process	.75
<i>Mykhailenko T., Nemchenko D., Douaissia Omar Hadj Aissa, Petukhov I.</i> Approaches to the Simulation of Thermal Hydraulic Processes in the Oil System Elements of Gas Turbine Engine	.79
<i>Cherednichenko O., Tkach M.</i> Influence of Climatic Factors on the Efficiency of Disposal Metal- Hydride Unit for the Double-Fuel Low-Speed Internal Combustion Engine of Gas Tankers	.85
<i>Kavertsev V., Dyaghilev V.</i> Reviewing an Efficiency of the Use of Fuel and Power Resources for the Industry of Ukraine	.92

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 10(1232) 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. № 7-17.

Підписано до друку 25.03.2017 р. Формат 60х90¹/₈. 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