



# ВІСНИК

AAA

## Національного технічного університету «ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

#### МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

#### MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"

## Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment

№ 13(1289)2018

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

No. 13(1289) 2018

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків НТУ «ХПІ», 2018 Kharkiv NTU "KhPI", 2018 Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». — Харків : HTV «ХПІ», 2018. – № 13(1289). – 96 с. – ISSN 2078-774Х.

Видання присвячене освітленню досягнень в галузях енергетичного і транспортного машинобудування. Публікуються статті, що стосуються технічної теплофізики, гідроаеромеханіки в енергетичному та авіаційному устаткуванні, оптимізації в енергомашинобудуванні, економічності і надійності теплотехнічного обладнання, застосування і верифікації сучасних CFD програм, енергозберігаючих технологій при генерації, розподілі та транспорті енергії, нетрадиційній енергетики, високих технологій та екологічних аспектів в енергомашинобудуванні.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі енергетичного і транспортного машинобудування.

The purpose of this edition is to highlight the achievements in the field of power engineering and mechanical engineering. It includes the scientific papers that highlight the issues of engineering thermal physic and hydraulic aeromechanics peculiar for the power engineering and airborne equipment, power plant engineering optimization, cost effectiveness and reliability of the heat engineering equipment, the use and verification of state-of-the-art CFD programs, energy-saving technologies, alternative power engineering, high technologies and ecological aspects of the power plant engineering.

It is of interest for the scientists, academics of higher schools, post-graduate students and the specialists in the field of power engineering and transport engineering.

#### Державне видання.

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України КВ № 5256 від 2 липня 2001 року.

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Наказом МОН України № 1021 від 07.10.2015 р.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі в наукометричну базу даних Index Copernicus (Польща), Google Scholar; зареєстрований у світовому каталозі періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA). Офіційний сайт видання: http://vestnik.kpi.kharkov.ua/etpo/uk/pro-zhurnal

Засновник	Founder
Національний технічний університет	National Technical University
«Харківський політехнічний інститут»	"Kharkiv Polytechnic Institute"
Головний редактор	Editor-in-chief
Сокол Є. І., д.т.н., члкор. НАНУ, НТУ «ХПІ», Україна	Sokol E. I., D.Sc., corresponding member NAS of Ukraine, NTU
Заст. головного редактора	"KhPI", Ukraine
Марченко А. П., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Deputy editor-in-chief
Секретар	Marchenko A. P., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Горбунов К. О., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна	Secretary
Редакційна колегія серії	Gorbunov K. O., Ph.D., NTU "KhPI", Ukraine
Відповідальний редактор:	Editorial staff
Усатий О. П., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Associate editor:
Відповідальний секретар:	Usaty A. P., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Юдін Ю. О., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Executive secretary:
Члени редколегії:	Yudin Yu. A., Ph.D., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Ганжа А. М., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Editorial staff members:
Гнесін В. І., д.т.н., проф., ІПМаш НАНУ, Україна	Ganzha A. M., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Yershov S., д.т.н., проф., USA	Gnesin V. I., D.Sc., Prof., IPMach NAS of Ukraine
Ефімов О. В., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Yershov S., D.Sc., Prof., USA
Ligrani Р., д.т.н., проф., University of Alabama in Huntsville, USA	Yefimov A. V., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Matas R., K.T.H., University of West Bohemia in Plzen, Czech	Ligrani P., D.Sc., Prof., University of Alabama in Huntsville, USA
Мацевитий Ю. М., д.т.н., дійсний чл. НАНУ, ІПМаш НАНУ,	Matas R., Ph.D., University of West Bohemia in Plzen, Czech
Україна	Matsevity Yu. M., D.Sc., Prof., Academician of the NAS of
Nick S., д.т.н., проф., Cardiff University, UK	Ukraine, IPMach NAS of Ukraine
Русанов А. В., д.т.н., проф., члкор. НАНУ, ШМаш НАНУ,	Nick S., D.Sc., Prof., Cardiff University, UK
Україна	Rusanov A. V., D.Sc., corresponding member NAS of Ukraine,
Rzadkowski R., д.т.н., проф., Institute flow machines PAN, Poland	IPMach NAS of Ukraine
Тарасенко М. О., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Rzadkowski R., D.Sc., Prof., Institute flow machines PAN, Poland
Тарасов О. І., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна	Tarasenko M. O., Ph.D., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Халатов А. А., д.т.н., проф., дійсний чл. НАНУ, ІТТФ НАНУ,	Tarasov A. I., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Україна	Khalatov A. A., D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine,
Черноусенко О. Ю., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна	Institute of engineering thermophysics of NAS of Ukraine
Шубенко О. Л., д.т.н., проф., члкор. НАНУ, ІПМаш НАНУ,	Chernousenko O. Yu., D.Sc., Prof., National Technical University
Україна	of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
	Shubenko O. L., D.Sc., Prof., corresponding member NAS of
	Ukraine, IPMach NAS of Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 3 від 30 березня 2018 р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2018

### **3MICT**

## Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

Шубенко А. Л., Сарапин В. П. Особенности использования программного комплекса Thermal Scheme для расчета тепловых схем	4
<i>Тарасов А. И., Литвиненко О. А., Михайлова И. А.</i> Обоснование метода учета сжимаемости потока при течении в диафрагмах с острыми кромками	9
<i>Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Жандковски Р.</i> Анализ нестационарных нагрузок и амплитуд колебаний рабочих лопаток последней ступени турбомашины с учетом расстройки собственных форм	15
<i>Бахмутська Ю. О., Котульська О. В., Парамонова Т. М.</i> Підхід до визначення розподілу пари в ступенях парових турбін при змінних режимах роботи	22
<i>Черноусенко О. Ю., Рындюк Д. В., Пешко В. А., Горяженко В. Ю.</i> Оценка индивидуального ресурса литых корпусов автоматических защитных клапанов энергоблоков мощностью 200 MBT	26
<i>Ефимов А. В., Ромашов Ю. В., Есипенко Т. А., Чибисов Д. А.</i> Численные методы решения задач теплопроводности для изучения температурного состояния керамического ядерного топлива	33
<i>Никуленков А. Г., Черноусенко О. Ю., Никуленкова Т. В.</i> Анализ влияния повышения тепловой мощности энергоблока АЭС на протекание запроектной аварии	37
<i>Юрко В. В., Ганжа А. Н.</i> Усовершенствование рекуперативного воздухонагревателя для расширения области его применения при условии использования запыленного теплоносителя	45
<i>Каверцев В. Л., Дягілєв В. О., Єсипенко Т. О.</i> Удосконалення моделі теплогідравлічного розрахунку мультіпаливного котельного агрегату	50
<i>Гонтаровський П. П., Гармаш Н. Г.</i> Оцінка навантаженості нелінійних з'єднань елементів системи турбоагрегат-фундамент-основа при сейсмічних діях	57
<i>Мороз О. С.</i> Проблемы эксплуатации высокотемпературных элементов энергетического и промышленного оборудования	62
<i>Меняйлов Е. С., Угрюмов М. Л., Черныш С. В., Меняйлов А. В.</i> Методология робастного оптимального проектирования многоступенчатого осевого компрессора на основе дискретных данных об аналогах.	66
<i>Чайковська Є. Є.</i> Комплексне моделювання газотурбінної когенераційної системи на біогазовому паливі	72
<i>Безродний М. К., Притула Н. О., Цвєткова М. О.</i> Термодинамічний аналіз теплонасосної системи вентиляції для підтримання комфортних умов в виробничих приміщеннях з вологовиділенням	77
<b>Dolmatov D., Hajivand Masoud</b> On Low-Emission Annular Combustor Based on Designing of Liner Air Admission Holes.	83

УДК 621.165

#### doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.01

#### А. Л. ШУБЕНКО, В. П. САРАПИН

#### ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА THERMAL SCHEME ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ

Приведено описание и основные особенности использования разработанного в ИПМаш НАН Украины программного комплекса Thermal Scheme, позволяющего проводить расчетные исследования тепловых схем с использованием реальных свойств разных рабочих тел. В качестве примера, демонстрирующего возможности предлагаемого программного комплекса, выполнены расчетные исследования тепловой схемы низкотемпературной сепарации природного газа с применением турбодетандерного агрегата. Приведены результаты расчетных исследований рассматриваемой схемы.

Ключевые слова: программный комплекс, рабочее тело, тепловая схема, турбодетандерный агрегат, турбина, компрессор, сепаратор, низкотемпературная сепарация.

#### *О. Л. ШУБЕНКО, В. П. САРАПІН* ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ THERMAL SCHEME ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВИХ СХЕМ

Наведено опис і основні особливості використання розробленного в ІПМаш НАН України програмного комплексу Thermal Scheme, що дозволяє проводити розрахункові дослідження теплових схем з використанням реальних властивостей робочих тіл. Як приклад, який демонструє можливості пропонуємого програмного комплексу виконані розрахункові дослідження теплової схеми низькотемпературної сепарації природного газу з застосуванням турбодетандерного агрегату. Наведені результати розрахункових досліджень розглянутої схеми.

**Ключові слова:** програмний комплекс, робоче тіло, теплова схема, турбодетандерний агрегат, турбіна, компресор, сепаратор, низькотемпературна сепарація.

#### *O. SHUBENKO, V. SARAPIN* PECULIARITIES OF THE USE OF SOFTWARE SYSTEM THERMAL SCHEME TO COMPUTE HEAT BALANCE DIAGRAMS

Drawbacks of the most known software systems used for the calculated analysis of heat balance diagrams were analyzed. A short description of the software program Thermal Scheme including the main peculiarities of it has been given. This software system allows us to carry out the calculated analysis of heat balance diagrams using the real properties of actuating media. A list of the elements the most frequently used for the calculated analysis of heat balance diagrams has been given. The equation systems that are used for the calculation of the elements of heat balance diagrams using the Thermal Scheme software system were also given. To demonstrate the opportunities of the suggested software system we carried out as an example the calculated analysis of the heat balance diagram used for a low-temperature separation of the natural gas using the turboexpander unit. The calculated analysis data on the estimation of material and power balances and thermodymanic indices of diagram elements were given for the diagram in question As a result using no manual selection we obtained the heat exchanger output temperature for the direct flow and the turbine output pressure when executing the power balance between the turbine and the compressor of turboexpander unit. It allowed us to curtail the time required for the calculated analysis. The given information demonstrates the advantages of the Thermal Scheme software system.

Key words: software system, actuating medium, heat balance diagram, turboexpander unit, turbine, compressor, separator and a low-temperature separation.

#### Введение

С развитием современных технологий нефтегазовой, химической и энергетической отраслей появилась необходимость в разработке новых и в анализе существующих технологических схем. В настоящее время разработано много программных продуктов, которые широко используются при расчетах тепловых схем. Наиболее известными являются: ГАЗКОНДНЕФТЬ, GIBBS, Hysys, PRO-II, СНЕМСАD, Scheme, Thermoflow и др. [1–4], но в большинстве случаев эти программы имеют ряд существенных недостатков:

1) узкая направленность, только для одной отрасли;

 использование только одного рабочего тела и отсутствие возможности создания или дополнения базы новыми составами; 3) невозможность или сложность:

- дополнять схемы новыми элементами;

 – определять и вносить характеристики режимов работы элементов;

 – определять и вносить геометрические характеристики элементов;

 – задавать поле входных параметров для получения общей картины области работы всей схемы;

4) другие моменты, не позволяющие создавать сложные схемы, а также проводить расчеты без ручного подбора некоторых параметров.

Поэтому появилась необходимость в создании программного комплекса с учетом устранения указанных недостатков.

#### Цель работы

Целью данной работы является описание реали-

© А. Л. Шубенко, В. П. Сарапин, 2018

зованных преимуществ в программном комплексе *Thermal Scheme* по сравнению с существующими программными продуктами предназначенных для расчетов тепловых схем, а также приведение результатов расчета на примере схемы низкотемпературной сепарации природного газа.

#### Краткое описание программного комплекса Thermal Scheme

Программный комплекс *Thermal Scheme* был создан с помощью объектно-модульного программирования в среде *Visual Basic for Applications* с использованием новых и ранее разработанных в институте проблем машиностроения НАН Украины методик и алгоритмов [5–7].

Программный комплекс состоит из трех рабочих областей: рабочий лист «Work», лист с термодинамическими свойствами «Streams», лист с энергетическими показателями «Energy».

На листе «Work» происходит компоновка тепловой схемы из элементов, которые копируются из базы данных. В листе «Streams» отображаются результаты расчетов термодинамических параметров в «связных точках» входа и выхода элементов схемы. В листе «Energy» отображаются результаты расчетов энергетических параметров: мощности, тепловой энергии.

Расчетная тепловая схема в программном комплексе компонуется из таких основных элементов: турбина, компрессор, турбодетандерный агрегат, сепаратор, теплообменник, испаритель, конденсатор, подогреватель, охладитель, электрогенератор, дросселирующее устройство; вспомогательные элементы: смеситель, разделитель, узел управления.

Каждый элемент тепловой схемы соединяется с последующим с помощью узла «связной точки». Каждая «связная точка» имеет свой номер и является для одного элемента выходной, а для другого входной.

После построения расчетной схемы в первом ее элементе выбирается компонентный состав газа из выпадающего списка, в случае отсутствия требуемого состава газа, его необходимо насчитать и добавить в базу данных составов с помощью подпрограммы «*Cocmaв*».

После выбора состава необходимо задать термодинамические параметры и расход рабочего тела на входе в первом элементе схемы и на выходе в последнем элементе схемы. В соединительных точках, в которых нужно провести итерационный подбор параметра, необходимо ввести «*sel*», в остальных оставить пустым окно, программа сама определит незаданные параметры на основании материального и энергетического баланса по всем элементам схемы по уравнениям:

$$G_{in} = G_{out} + \sum_{n=1}^{k} \Delta G_n ;$$

$$G_{in} \cdot i_{in} - G_{out} \cdot i_{out} = \sum_{n=1}^{k} N_n + \sum_{n=1}^{k} Q_n$$

где  $G_{in}$ ,  $G_{out}$  – массовый расход рабочего тела на входе в первый элемент и на выходе из последнего элемента схемы, кг/с;

*i<sub>in</sub>*, *i<sub>out</sub>* – удельная массовая энтальпия на входе в первый элемент и на выходе из последнего элемента схемы, кДж/кг;

N – потребляемая или вырабатываемая мощность элементом, кВт;

*Q* – подвод или отвод тепловой энергии к элементу схемы, кВт;

 $\Delta G$  — утечка или отбор рабочего тела из элемента схемы;

*k* – количество элементов в схеме;

*n*- номер элемента.

В случае невозможности найти решение, при заданных условиях, программа выдаст сообщение об ошибке с информацией об её устранении.

Физические свойства определяются по данным, сведенных в таблицы, которые были насчитаны по уравнению состояния Пенга-Робинсона или взяты из справочников для необходимого рабочего тела [8–10].

В программном комплексе по функциям двух переменных (давления и температуры) определяются следующие параметры:

– энтальпия 
$$i = i(P, t);$$

– энтропия 
$$S = S(P, t)$$

- плотность 
$$\rho = \rho(P, t);$$

- степень сухости x = x(P, t);

- кинематическая вязкость v = v(P, t);

– теплоемкость  $C_p = C_p(P, t);$ 

- теплопроводность  $\theta = \theta(P, t)$ .

Каждый элемент схемы может рассчитываться по четырем уровням:

1. Термодинамический расчет.

2. Термо-газодинамический расчет. Определение геометрических размеров.

3. Расчет характеристик на режимах, отличных от номинального.

4. Ориентировочный расчет массогабаритных показателей.

Из-за громоздкости алгоритмов расчетов и систем уравнений в данной публикации приведены только системы уравнений по 1 уровню расчета.

#### Термодинамический расчет элементов

Каждый основной элемент описан своей системой уравнений.

Турбина:

$$N_t = G(i_{in} - i_{outs})\eta_t;$$
  
$$i_{in} = i_{in}(P_{in}, t_{in});$$

$$\begin{split} i_{outs} &= i_{outs} \left( P_{out}, t_{outs} \left( P_{out}, S_{in} \left( P_{in}, t_{in} \right) \right) \right); \\ i_{out} &= i_{in} - (i_{in} - i_{outs}) \eta_t; \\ t_{out} &= t_{out} \left( P_{out}, i_{out} \right). \end{split}$$

Компрессор:

$$N_{k} = G(i_{outs} - i_{in})\frac{1}{\eta_{k}};$$

$$i_{in} = i_{in}(P_{in}, t_{in});$$

$$i_{outs} = i_{outs}(P_{out}, t_{outs}(P_{out}, S_{in}(P_{in}, t_{in})));$$

$$i_{out} = i_{in} + (i_{outs} - i_{in})\frac{1}{\eta_{k}};$$

$$t_{out} = t_{out}(P_{out}, i_{out}).$$

Для турбодетандерного агрегата, состоящего из турбины и компрессора, которые расположены на одном валу, кроме выше упомянутых уравнений добавляются еще следующие:

$$\begin{split} N_t &= N_k + \Delta N \ ; \\ P_{in\_k} &= P_{out\_t} - \Delta P \ , \end{split}$$

где  $\Delta N$  – потери мощности на механическое трение в элементах агрегата.

$$P_{in} = P_{out} + \Delta P;$$
  

$$i_{in}G_{in} = i_{out\_vap}G_{out\_vap} + i_{out\_liq}G_{out\_liq};$$
  

$$x = x(P_{in}, t_{in}).$$

Теплообменник, испаритель, конденсатор:

$$G_1(i_{in1} - i_{out1})\eta_{he} = G_2(i_{out2} - i_{in2});$$

$$P_{in1} = P_{out1} + \Delta P_1$$
;  $P_{in2} = P_{out2} + \Delta P_2$ .  
Подогреватель:

$$G(i_{out} - i_{in}) = Q; \ P_{in} = P_{out} + \Delta P.$$

Охладитель:

$$G(i_{in} - i_{out}) = Q; P_{in} = P_{out} + \Delta P.$$

Электрогенератор:

$$N_g = N_t \eta_g$$
.  
Дросселирующее устройство:  
 $P_{in} = P_{out} + \Delta P$ ;  
 $i_{in} = i_{out}$ ;  $i_{in} = i_{in}(P_{in}, t_{in})$ ;  
 $t_{out} = t_{out}(P_{out}, i_{out})$ .

Смеситель:

$$\sum_{m=1}^{k} (G_{in}i_{in})_{m} = G_{out}i_{out};$$

$$i_{in} = i_{in}(P_{in}, t_{in}); t_{out} = t_{out}(P_{out}, i_{out});$$

$$\sum_{m=1}^{k} (G_{in})_{m} = G_{out}.$$

Разделитель:

$$i_{in} = i_{out} ; t_{in} = t_{out} ; P_{in} = P_{out} ;$$
$$G_{in} = \sum_{k}^{k} (G_{out})_{m} .$$

Узел управления:

$$Y_{out} = XY_{in} + \Delta Y ,$$

m=1

где Y – сигнал (физический или энергетический параметр), X – поправочный коэффициент,  $\Delta Y$  – поправочное значение сигнала.

#### Расчет упрощенной схемы низкотемпературной сепарации природного газа

В качестве примера, демонстрирующего возможности предлагаемого программного комплекса *Thermal Scheme*, представлен расчет упрощенной схемы низкотемпературной сепарации природного газа (рис. 1).



Рис. 1 – Упрощенная схема низкотемпературной сепарации природного газа: 1–7 – потоки газа; 8 и 9 – потоки газового конденсата; *Heat Exchanger* – теплообменник; *Separator\_1* и *Separator\_2* – сепараторы 1 и 2; *T* – турбина; *C* – компрессор турбодетандерного агрегата TDA

Принцип работы схемы: первый газовый поток входит в теплообменник и охлаждается обратным потоком, далее поток направляется в первый сепаратор, где происходит отделение жидкой фракции от газообразной. После первого сепаратора газообразная фракция направляется в турбодетандерный агрегат в турбинную часть, где происходит практически адиабатное расширение газа с одновременным его охлаждением. При этом вырабатывается механическая энергия, которая затрачивается на привод компрессора турбодетандерного агрегата. После турбины газ направляется во второй сепаратор, где происходит отделение жидкой фракции от газообразной. Газообразная фракция направляется во второй поток теплообменника, в котором нагревается за счет первого потока. После теплообменника газ подается в компрессор ТДА, где сжимается и направляется далее в газовую магистраль.

Особенностью такой схемы является то, что её расчет путем решения прямой термодинамической задачи не может быть выполнен из-за наличия рекуперативного теплообменника с одним и тем же потоком по прямому и по обратному направлению. Действительно, в этом случае при использовании прямого расчета, необходимо было бы вручную подбирать температуру на выходе из теплообменника по прямому потоку и пересчитывать температуру на выходе из турбины ТДА, уточнять температуру на выходе и выходе теплообменника по обратному потоку и так далее для всех последующих элементов, стоящих в этой цепочке. Кроме этого, при выпадении конденсата в сепараторах 1 и 2 возникает необходимость учета изменения составов и массовых расходов газа по элементам, стоящим после каждого из сепараторов.

Еще одной особенностью этой схемы является наличие турбодетандерного агрегата, что добавляет еще один неизвестный параметр при прямом расчете – давление на выходе из турбины, так как для работы турбодетандерного агрегата должно выполняться условие равенства мощностей турбины и компрессора.

Предлагаемый программный комплекс позволяет решить данную задачу без использования процесса ручного подбора температуры газа на выходе из теплообменника по прямому потоку и давления на выходе из турбины ТДА при заданном условии «sel».

Исходные данные для расчета:

молярный состав газа: метан – 87,8 %, этан
3,81 %, пропан – 1,69 %, изо-бутан – 0,24 %, н-бутан – 0,67 %, изо-пентан – 0,99 %, азот – 1,41 %, углекислый газ – 3,39 %;

 – параметры на входе в рекуперативный теплообменник: абсолютное давление 7,0 МПа, температура 30 °С, массовый расход газа 10 кг/с;

 – абсолютное давление на выходе из компрессора ТДА 5,0 МПа;

Коэффициент полезного действия турбины и компрессора принят 80 %, коэффициент полезного действия теплообменника 97 %, потери мощности между турбиной и компрессором 20 кВт, гидравлическое сопротивление в теплообменнике 50 кПа, в сепараторах 0 кПа.

Результаты расчета приведены в табл. 1, номера точек соответствуют упрощенной схеме (рис. 1).

Hamaanaa	№ точки								
паименование	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Степень сухости	1	1	1	0,9744	1	1	1	0	0
Давление, МПа	7,0	6,95	6,95	3,80	3,80	3,75	5,0	3,80	_
Температура, °С	30,0	0,0	0	-30,47	-30,47	4,963	29,14	-30,47	_
Энтальпия, кДж/кг	-4613,0	-4693,5	-4693,5	-4734,7	-4835,3	-4749,5	-4707,8	-3168,9	_
Энтропия, кДж/кг	7,757	7,479	7,479	7,522	7,895	8,230	8,258	1,71	_
Массовый расход, кг/с	10	10	10	10,0	9,396	9,396	9,396	0,604	0

Таблица 1 – Результаты расчета

Как видно из табл. 1 после охлаждения газа в теплообменнике т. 2 нет выпадения конденсата, поэтому в т. 9 нет расхода газового конденсата в отвод первого сепаратора. После турбины ТДА т. 4 появляется конденсат и, следовательно, отвод газового конденсата из второго сепаратора т. 8. Оставшаяся часть газа направляется в теплообменник и затем в компрессор.

Расчетная мощность турбины составила 411,4 кВт, а компрессора – 391,4 кВт, что удовлетворяет требованиям к балансу мощностей с учетом механических потерь.

#### Выводы

Представлено краткое описание и основные особенности разработанного в ИПМаш НАН Украины программного комплекса *Thermal Scheme*, позволяющего рассчитывать сложные тепловые схемы на разных рабочих телах.

В качестве примера представлены результаты расчета тепловой схемы низкотемпературной сепарации природного газа с применением турбодетандерного агрегата.

В результате определена температура газа на выходе из теплообменника по прямому потоку и найдено давление на выходе из турбины турбодетандерного агрегата с учетом выполнения баланса мощностей турбины и компрессора без использования процесса ручного подбора этих параметров, что демонстрирует преимущества представленного программного комплекса и позволяет экономить время на проведение расчетных исследований тепловых схем.

#### Список литературы

- Калашников О. В., Иванов Ю. В., Будняк С. В. Вопросы адекватности теплофизической базы программных систем HYSYS, PRO-2 и ГАЗКОНДНЕФТЬ. Экотехнологии и ресурсосбережение. 2000. № 1. С. 31–35.
- Калашников О. В., Иванов Ю. В., Будняк С. В. Инженерные расчетные модели технологических сред нефтяных и газовых промыслов. 1. Фазовые равновесия углеводородов, воды, метанола и гликолей. Экология и ресурсосбережение. 1995. № 3. С. 25–29.
- Что такое GIBBS [Электронный ресурс] / Официальный сайт GIBBS моделирование в газовой отрасли [2003-2018]. Режим доступа: http://www.gibbsim.ru/node/10 (Дата обращения 01.02.2015).
- Optimize Hydrocarbon Processes with Aspen HYSYS [Электронный ресурс] / Официальный сайт Aspentech [2005-2018]. Режим доступа: https://www.aspentech.com /products/aspen-hysys.aspx (Дата обращения 21.09.2015).
- 5. Лыхвар Н. В. Гибкие математические модели энергоустановок для оптимизации режимов ТЕЦ. Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. Харьков: Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 2003. Т. 2. С. 413–419.
- Лыхвар Н. В., Говорущенко Ю. Н., Яковлев В. А. Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики. Проблемы машиностроения. 2003. № 1. С. 30–41.
- Шубенко А. Л., Маляренко В. А., Сенецкий А. В., Бабак Н. Ю. Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности. Харьков: НАН Украины, Институт проблем машиностроения, 2014. 320 с. ISBN 978-966-02-7059-6.
- 8 Фаловский В. И., Хорошев A. C., Шахов ВΓ Современный фазовых подход к моделированию превращений углеводородных систем помощью с Пенга-Робинсона. уравнения состояния Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2011. T. 13, № 4. C. 120–125.
- Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. Москва: Наука, 1972. 720 с.
- Вукалович М. П., Ривкин С. Л., Александров А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. Москва: Издательство стандартов, 1969. 408 с.

#### References (transliterated)

- Kalashnikov O. V., Ivanov Yu. V., Budnyak S. V. (2000), "Voprosy adekvatnosti teplofizicheskoj bazy programmnyh sistem HYSYS, PRO-2 i GAZKONDNEFT [The questions of the adequacy of the thermophysical basis of software systems HYSYS, PRO-2 and GAZKONDNEFT]", *Ekotekhnologii i* resursosberezhenie, No. 1, pp. 31–35.
- Kalashnikov O. V., Ivanov Yu. V., Budnyak S. V. (1995), "Inzhenernye raschetnye modeli tekhnologicheskih sred neftyanyh i gazovyh promyslov 1 Fazovye ravnovesiya uglevodorodov vo-dy metanola i glikolej [Engineering design models of technological environments of oil and gas fields. 1. Phase equilibriums of hydrocarbons, water, methanol and glycols]", *Ekologii i resursosberezhenie*. No. 3, pp. 25–29.
- What is GIBBS. Official site GIBBS modeling in the gas industry [2003-2018]. http://www.gibbsim.ru/node/10. – 01.02.2018.
- Optimize Hydrocarbon Processes with Aspen HYSYS Official site Aspentech [2005-2018]. https://www.aspentech.com/products/aspen-hysys.aspx. – 21.09.2015.
- 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: a collection of scientific papers.*, Vol. 2, pp. 413– 419, A.N. Podgorny Institute For Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, Kharkov.
- Lyhvar N. V., Govoruschenko Yu. N., 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.
- Shubenko O. L., Malyarenko V. A., Seneckij O. V., Babak N. Yu. (2014), Kogeneracionnye tekhnologii v ehnergetike na osnove primeneniya parovyh turbin maloj moshchnosti [Cogeneration technologies in power engineering on the basis of application of steam turbines of low power], A.N. Podgorny Institute For Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, Kharkov, 320 p. ISBN 978-966-02-7059-6.
- Falovskij V. I., Horoshev A. S., Shahov V. G. (2011)"Sovremennyj podhod k modelirovaniyu fazovvh uglevodorodnyh sistem s pomoshchyu prevrashchenij uravneniya sostoyaniya Penga-Robinsona [A modern approach to modeling the phase transformations of hydrocarbon systems using the Peng-Robinson equation of state]", Izvestiya of the Samara Scientific Center NAS of Russia, Vol. 13, No. 4, pp. 120-125.
- Vargaftik N. B. (1972), Spravochnik po teplofizicheskim sojstvam gazov i zhidkostej [Handbook of thermophysical properties of gases and liquids], Nauka, Moscow, 720 p.
- Vukalovich M. P., Rivkin S. L., Aleksandrov A. A. (1969), Tablicy teplofizicheskih svojstv vody i vodyanogo para [Tables of thermophysical properties of water and steam], Publishing house of standards, Moscow, 408 p.

Поступила (received) 14.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Шубенко Александр Леонидович, Shubenko Oleksandr) – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, завідуючий відділом оптимізації конструкцій та процесів турбомашин; вул. Пожарського 2/10, м. Харків, Україна, 61046; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-9014-1357.

Сарапін Володимир Павлович (Сарапин Владимир Павлович, Sarapin Volodymyr) – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, науковий співробітник відділу оптимізації конструкцій та процесів турбомашин; вул. Пожарського 2/10, м. Харків, Україна, 61046; e-mail: sarapinv@ipmach.kharkov.ua, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5323-5351.

#### УДК 621.165

#### doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.02

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

#### ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА УЧЕТА СЖИМАЕМОСТИ ПОТОКА ПРИ ТЕЧЕНИИ В ДИАФРАГМАХ С ОСТРЫМИ КРОМКАМИ

В статье на основе *CFD* анализа обоснован метод учета сжимаемости воздуха при течении через диафрагму с острыми кромками. Показано, что расчет массового расхода при заданных давлениях перед и за диафрагмой может быть выполнен с достаточной точностью, если использовать известные зависимости для коэффициента гидравлических потерь давления для несжимаемой среды при условии введения поправки на сжимаемость. Показано, что в отличии от коэффициента гидравлического сопротивления, который зависит только от геометрических размеров диафрагмы при  $Re > 10^5$ , коэффициент давления является более предпочтительным. Определение числа Маха при сверхкритическом отношении давлений представляет определения более предпочтительным. Определение числа Маха при сверхкритическом отношении давлений представляет определения сложность, так как область, где M > 1 имеет место в суживающейся струе на некотором расстоянии от диафрагмы. Несмотря на это, в инженерных расчетах предложено, в качестве определяющего размера использовать диаметр отверстия, и все параметры потока приводить к живому сечению диафрагмы. При этом вводиться поправка на коэффициент гидравлического сопротивления по методу, изложенному в статье.

Ключевые слова: система охлаждения, газовая турбина, гидравлическое сопротивление, расход воздуха.

#### *О. І. ТАРАСОВ, О. О. ЛИТВИНЕНКО, І. О. МИХАЙЛОВА* ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ УРАХУВАННЯ СТИСЛИВОСТІ ПОТОКУ ПРИ ТЕЧІЇ В ДІАФРАГМАХ З ГОСТРИМИ КРОМКАМИ

У статті на основі *CFD* аналізу обгрунтований метод урахування стисливості повітря при течії через діафрагму з гострими кромками. Показано, що розрахунок масової витрати при заданих тисках перед і за діафрагмою може бути виконаний з достатньою точністю, якщо використовувати відомі залежності для коефіцієнта гідравлічних втрат тиску для нестисливого середовища за умови введення поправки на стисливість. Показано, що на відміну від коефіцієнта гідравлічного опору, який залежить тільки від геометричних розмірів діафрагми при  $R > 10^5$ , коефіцієнт витрати залежить від відношення тисків перед і за діафрагмою. Тому використання коефіцієнта гідравлічного опору є більш привабливим. Визначення числа Маха при сверхкритичному відношенні тисків представляє певну складність, так як область, де M > 1 має місце в звужуваній частині струменя на деякій відстані від діафрагми. Незважаючи на це, в інженерних розрахунках запропоновано, як визначальний розмір використовувати діаметр отвору, і всі параметри потоку приводити до живого перетину діафрагми. При цьому вводиться поправка на коефіцієнт гідравлічного опору за методикою викладеною в статті.

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

#### *A. TARASOV, O. LYTVYNENKO, I. MYHAYLOVA* SUBSTANTIATING THE TRACKING METHOD OF THE AIR FLOW COMPRESSIBILITY IN THE ORIFICES WITH SHARP EDGES

Based on *CFD* analysis this scientific paper substantiates the method of taking into account the compressibility of air passing through the orifice with sharp edges. It was shown that the mass flow rate can be calculated with a sufficient accuracy for specified pressures before and after the orifice if known relationships of hydraulic pressure loss coefficients are used for the incompressible medium provided the compressibility correction is made in the form of a factor  $(1 + M^2/4)$ . Such an approach allows us to use experimental relationships for the definition of the coefficient of hydraulic resistance for pressure ratios before and after the orifice  $P_1^*/P_2$  in a wide pressure range. The *CFD* analysis data showed that the flow rate coefficient depends on the pressure ratio  $P_1^*/P_2$  in contrast to the hydraulic resistance coefficient that depends only on geometric orifice dimensions at  $\text{Re} > 10^5$ . Therefore the use of hydraulic pressure ratio is more preferable. The definition of Mach number at a supercritical pressure ratio faces certain difficulties, because the domain where M > 1 is situated in the converging jet at a certain distance from the orifice flow section. The hydraulic resistance coefficient of smale using the method described in the scientific paper. For supercritical pressure ratios the compressibility  $(1 + M^2/4)$ , correction of the coefficient of hydraulic resistance is not sufficient. Using the correction for this domain of pressure ratios as described in previous scientific papers of the authors results in the correction flow enclosed.

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

#### Введение

Системы охлаждения газовых турбин обычно представляются в виде гидравлической схемы, состоящей из гидравлических сопротивлений. Определение «гидравлическое сопротивление» здесь не случайное, так как в основе расчетов распределения расходов воздуха в элементах сети используются зависимости для несжимаемой жидкости. Поэтому при расчетах вводятся некоторые поправки на потери давления в связи не адиабатным характером течения, сжимаемостью среды при больших значения критерия Маха. Каждый элемент сети представляет собой гидравлическое сопротивление, в котором связь между массовым расходом и давлением на входе и выходе из него определяется или коэффициентом гидравлического сопротивления  $\zeta$ , или коэффициентом расхода  $C_d$ . Причем последний непосредственно не используется, так как в расчетах гидравлических сетей, всегда используется коэффициент гидравлического сопротивления и если задан коэффици-

© А. И. Тарасов, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова, 2018

ент  $C_d$ , то по нему определяется коэффициент гидравлического сопротивления  $\varsigma$ .

Отметим, что коэффициент расхода используется только при описании течения в соплах, отверстиях и лабиринтовых уплотнениях, т.е. в тех случаях, когда перед сопротивлением и за ним располагаются большие объемы. Известно небольшое число подходов для расчета коэффициентов расхода, например [1]. В противоположность этому имеется большое количество зависимостей для различных типов гидравлических сопротивлений, например [2].

#### Цель работы

Цель работы – обоснование введения поправки на сжимаемость к коэффициенту гидравлического сопротивления в расчетах систем охлаждения газовых турбин, которая была представлена в предыдущей работе авторов [3], а так же совершенствование метода расчета потери полного давления сжимаемой среды в диафрагме с острыми кромками.

#### Гидравлическое сопротивление и коэффициент расхода

Потери полного давления при адиабатическом течении газа через любое сопротивление в прикладной аэродинамике обычно определяются через закон Бернулли, записанного для сечений перед входом и после выхода потока из канала в виде

$$p_1^* - p_2^* = \zeta \left( 1 + \frac{1}{4} M^2 \right).$$
 (1)

Такое определение потерь впервые было дано в [4] и в дальнейшем было повторено в [5, 6]. В статье авторов [3] было дано объяснение такой форме записи потери полного давления. Тем не менее, некоторые сомнения в правильности (1) остались, так как нигде, кроме нашей статьи, в научной литературе найти не удалось.

Повторим кратко, почему при определении потерь полного давления в зависимости (1) появляется сомножитель, содержащий критерий Маха.

Практически все опыты по изучению гидравлических потерь были выполнены с помощью пневмометрического метода, и динамический напор фактически определялся как разность полного и статического давлений в рассматриваемом сечении канала. Тогда коэффициент гидравлического сопротивления, приведенный к входу в канал, фактически равнялся

$$\zeta = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^* - p_1} \,. \tag{2}$$

Раскладывая в ряд газодинамическую функцию для полного давления и ограничиваясь двумя членами ряда, получим в начале канала

$$p_1^* \cong p_1 + \frac{\rho_1 w_1^2}{2} \left( 1 + \frac{1}{4} M_1^2 \right).$$
 (3)

Тогда, определенные в опытах (например, в тех, что приведены в справочнике [2]) гидравлические сопротивления фактически определены как

$$\zeta = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{\rho_1 w_1^2}{2} \left(1 + \frac{1}{4} M_1^2\right)},$$
(4)

где *ζ* – коэффициент трения, приведенный к условиям несжимаемой жидкости;

$$\left(1+\frac{1}{4}M_1^2\right)$$
 – поправка, учитывающая сжима-

емость.

Тогда для сжимаемой жидкости имеем

$$\zeta' = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{\rho_1 w_1^2}{2}} = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{G^2}{2\rho_1 A^2}}.$$
 (5)

Связь между этими коэффициентами равна

$$\zeta' = \zeta \left( 1 + \frac{1}{4} \mathbf{M}^2 \right). \tag{6}$$

Часто в опытах при течении через сопла и отверстия определяют коэффициент расхода

$$C_d = \frac{G}{G_{\text{reop}}}.$$
 (7)

Здесь нормирование производится теоретическим массовым расходом для сопла при адиабатическом течении без потерь

$$G_{\text{reop}} = A_{\sqrt{\frac{2k}{k-1}}} \rho_{1}^{*} \rho_{1}^{*} \left( \varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right), \varepsilon \leq \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

$$G_{\text{reop}} = A_{\sqrt{\frac{k}{R}}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \frac{p_{1}^{*}}{\sqrt{T_{1}^{*}}}, \varepsilon > \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$
(8)

Если в опытах определялся коэффициент расхода то, используя (5) сразу можно получить коэффициент гидравлического сопротивления с учетом сжимаемости

$$\zeta' = \frac{1}{C_d^2} \frac{1 - \varepsilon}{\frac{k}{k - 1} \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}\right)}.$$
(9)

Представленное здесь объяснение выглядит достаточно логично, но смущает то, что раньше никто, кроме [2], этот вопрос не поднимал.

#### **CFD** обоснование сделанных предположений

Среди всевозможных гидравлических сопротивлений, которые встречаются в системах охлаждения, *CFD* анализ был выполнен для тонкой диафрагмы с острыми краями отверстия, расположенной в трубе равного диаметра.



Рис. 1 – Диафрагма:



Выбор этой диафрагмы обусловлен тем, что коэффициент ее гидравлического сопротивления при Re>10<sup>5</sup> определяется только геометрией [2]

$$\zeta = \left[1 + 0,707 \left(1 - \frac{A_0}{A_1}\right)^{0.375} - \frac{A_0}{A_2}\right]^2, \quad (10)$$

что позволяет в чистом виде оценить влияние числа Маха на расход сжимаемой жидкости, в данном случае воздуха. Зависимость (8) получена для условий постоянной плотности, т.е. для несжимаемой среды.

Для проверки адекватности зависимости (10) для течения воздуха при значениях  $\frac{p_1^*}{p_2}$  как мень-

ше, так и больше критического значения был выполнен *CFD* анализ. Область построения сетки *CFD* модели показана на рис. 1, а условия проведения моделирования и некоторые результаты приведены в табл. 1. Температура воздуха во всех вариантах расчетов равнялась 300 К. В качестве модели турбулентности использовалась стандартная k-e модель турбулентности. Сетка состояла из четырехугольных элементов, значение параметра  $Y^+$  в рекомендуемых пределах.

Анализ результатов подтверждает тот известный факт, что за диафрагмой происходит сужение потока и максимальное значение критерия Маха никогда не находится в узком сечении диафрагмы (рис. 2). Коэффициент расхода увеличивается приближенно от 0,6, что в соответствии с утверждением Макгрихана [1] отвечает диафрагме с острыми краями вплоть до величины 0,85 (рис. 3). Причем даже при приближении к отношению давлений

 $\frac{p_1}{p_2} = 8$  не видно стабилизации величины массово-

го расхода, в связи с тем, что условие M = 1 не достигается в отверстии и запирание потока полностью не происходит.

Для определения критического расхода отверстий разной формы были предложены значения второго критического отношения давлений [4, 7]. Однако воспользоваться этими данными для расчета систем охлаждения газовых турбин не удалось, и был осуществлен поиск условий приближенного метода, учитывающего поджатия струи за отверстием.

Таблица 1 – Результаты расчета

ruomidu r rosymbratis pae tera						
$p_1^*\cdot 10^5$ , Па	$p_2 \cdot 10^5$ , Па	$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1^*}$	<i>G</i> ·10 <sup>3</sup> , кг/с	G <sub>теор</sub> ·10 <sup>3</sup> , кг/с		
4,053	3,546	0,875	0,309	0,497		
4,053	3,039	0,750	0,422	0,646		
4,053	2,533	0,625	0,501	0,716		
4,053	2.026	0,500	0,555	0,743		
4,053	1,520	0,375	0,593	0,743		
4,053	1,013	0,250	0,618	0, 743		
4,053	0,507	0,125	0,630	0,743		

Окончание таблицы 1					
$p_1^* \cdot 10^5$ ,	$C_d$	$M_0$	ζ'	ζ	
Па	(7)	(9)	(5) или (9)	(4)	
4,053	0,621	0,44	2,993	2,854	
4,053	0,653	0,65	3,203	2,893	
4,053	0,700	0,85	3,408	2,889	
4,053	0,747	1,05	3,836	3,011	
4,053	0,798	1,27	4,659	3,318	
4,053	0,832	1,56	6,858	4,266	
4,053	0,847	2,01	15,16	7,528	



Рис. 2 – Критерий Маха при течении

в диафрагме и при 
$$\frac{p_2}{p_1^*} = 0,375$$

Плотность воздуха резко изменялась вдоль потока и это требует обоснования того, что использовать в (4) и (5) в качестве определяющей плотности. Очевидно, что плотность перед отверстием не зависит от того, был или не был скачок уплотнения. Поэтому целесообразно использовать плотность  $\rho_1$ , определенную в сечении l по статическим параметрам воздуха. Тогда коэффициент гидравлического сопротивления определяется, как

$$\zeta = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{\rho_1 w_0^2}{2} \left( 1 + \frac{1}{4} M_0^2 \right)}.$$
 (11)

Для определения гидравлического сопротивления одним из определяющих параметров является скорость потока в диафрагме *w*<sub>0</sub>. В опытах [2] скорость потока измерялась не в самой диафрагме, а на некотором расстоянии, и затем пересчитывалась по уравнению неразрывности:

$$G = \rho_1 w_1 A_1 = \rho_0 w_0 A_0 , \qquad (12)$$

отсюда  $w_0 = \frac{\rho_1 w_1 A_1}{\rho_0 A_0}$ .

Учитывая, что в (11) используется в качестве определяющей плотности, плотность в сечении *l*, получим

$$w_0 = w_1 \frac{A_1}{A_0} \,. \tag{13}$$

При определении коэффициента гидравлического сопротивления, приведенного к несжимаемой жидкости необходимо знать значение критерия Маха непосредственно в отверстии. Среднее значение M<sub>0</sub> можно определить из газодинамической функции

$$p_2^* = p_2 \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$
 (14)

Здесь предполагается, что статическое давление в камере за диафрагмой равно статическому давлению в выходном сечении отверстия  $p_2 = p_0$ (сечение 0).

Очевидно, что среднее значение  $M_0$  в отверстии меньше максимального, которое имеет место при сверхкритических отношениях давления в потоке воздуха за диафрагмой (рис. 4).

Результаты расчета коэффициента гидравлического сопротивления представлены в табл. 1 и на рис. 5. Видно, что расчет по (5) или (9) приводит к зависимости (1), которая резко возрастает с увеличением отношения давлений. Это коэффициент сопротивления для сжимаемой среды. Напротив, если этот коэффициент нормировать величи-

ной  $\left(1+\frac{1}{4}M_0^2\right)$ , то в области докритических отно-

шений давлений, кривая 2, практически совпадает со значением гидравлического сопротивления несжимаемой среды, прямая 5.

Таким образом, зависимость (4) позволяет привести гидравлическое сопротивление сжимаемой среды к соответствующей величине для несжимаемой жидкости. Такой подход позволяет использовать экспериментальные зависимости для коэффициента гидравлического сопротивления, которые широко представлены, например, в [2], как для докритических значений отношения давлений, так и превышающих критическое значение

вплоть до  $\frac{p_1^*}{p_2} \cong 2, 2-2, 4$ . Этот важный вывод сде-

лан в данном случае только для гидравлического сопротивления диафрагмы с острыми кромками.



Рис. 3 – Коэффициент расхода диафрагмы: сплошная линия – *CFD*; маркеры – *THA* 



Рис. 4 – Максимальное значение критерия Маха в месте максимального сужения потока по результатам *CFD* расчета – верхняя линия, значение крите-

рия Маха в узком месте отверстия по (14)



Рис. 5 – Коэффициент гидравлического сопротивления диафрагмы, определенный с помощью зависимостей: *I* – (5); *2* – (11) с M<sub>0</sub> по (14); *3* – (4) с M<sub>max</sub>; *4* – *THA* расчет; *5* – (10)

Очевидно, что его необходимо обосновать и для других локальных гидравлических сопротивлений системы охлаждения газовой турбины, таких как лабиринтовые уплотнения, отверстия перфорации в лопатках, разгрузочные отверстия в дисках. Также следует обосновать применимость (11) для потерь на трения в каналах системы.

#### Расчет течения через диафрагму в программном комплексе THA [8] (Thermal & Hydraulic Analysis)

Расчет течения в каналах системы охлаждения при критических и сверхкритических отношениях давлений не может быть выполнен точно, так как основывается на одномерной постановке задачи. В действительности живое сечение канала может оказаться больше, чем живое сечение струи. Тем не менее, принято считать, что поток полностью заполняет сечение канала и это допущение включается в коэффициент гидравлического сопротивления.

Проведенный анализ показал, что отношение давления  $\frac{p_1^*}{p_1}$  равное или большее критического не

давления  $\frac{p_1}{p_2}$  равное или большее критического не

приводит к запиранию потока в отверстии, так как вдоль потока происходит падение полного давления в выходном сечении канала до величины

$$p_k^* = \frac{G\sqrt{T_1^*}}{A_0} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{-\frac{k+1}{2(k-1)}} \left(\frac{k}{R}\right)^{-0.5},$$
 (15)

которая и определяет критическое отношение давлений.

Тогда для запирания расхода следует ввести дополнительный коэффициент гидравлического сопротивления

$$\zeta_{k} = \frac{2\rho_{0}A_{0}^{2}}{G^{2}} \left(p_{k}^{*} - p_{2}^{*}\right).$$
(16)

Предложенный подход, достаточно просто реализовать для длинных каналов постоянного живого сечения. Падение полного давления в таких каналах определяется суммой падений давления на входе в канал (потери на смятие потока), на трение, на выходе из канала (потери на удар). Поэтому легко определить значение давлений после каждого из гидравлических сопротивлений и проверить возможность запирания потока.

Гидравлическое сопротивление для диафрагмы с острыми кромками (10) невозможно разделить на составляющие. В силу наличия острых кромок трение отсутствует, но есть потери на смятие потока и потери на удар. Таким образом, коэффициент гидравлического сопротивления (10) представлялся как их сумма, но в разных пропорциях. Оказалось, что наилучшим вариантом разделить (10) поровну между ними, что привело к практически полному совпадению результатов расчета коэффициента расхода в данном расчете с результатами *CFD* моделирования (рис. 3). Кроме того, значение коэффициента гидравлического сопротивления (рис. 5, кривая 4), которое было определено в программе *THA* по (10) с добавлением сопротивления (16) при запирании потока, достаточно близко к кривой 3, которая получена в результате *CFD* моделирования по (4) с использованием рассчитанных максимальных значений критерия Maxa.

Очевидно, целесообразно проверить справедливость такого подхода и для отверстий другой формы.

#### Выводы

Проведено *CFD* исследование адиабатического течения воздуха через диафрагму с острыми кромками, на основании которого удалось установить следующее:

1. Экспериментальные данные по коэффициенту гидравлического сопротивления диафрагмы с острыми кромками могут быть использованы для расчета потерь полного давления сжимаемых сред с помощью введения поправки на сжимаемость.

2. Следует обосновать справедливость использования поправки на сжимаемость среды также для других локальных сопротивлений гидравлической сети системы охлаждения газовых турбин, таких как лабиринтовые уплотнения, отверстия перфорации для выпуска воздуха на поверхность лопатки и других.

3. Коэффициент расхода сжимаемой среды возрастает с ростом отношения давлений  $\frac{p_1^*}{p_2}$ , т.е. с увеличением М даже в области Re > 10<sup>5</sup>, что затрудняет построение для него надежных корреляционных зависимостей. Напротив коэффициент гидравлического сопротивления несжимаемой среды в этой области имеет постоянное значение, которое определяется только геометрическими характеристиками сопротивления. Поэтому определение коэффициента расхода и потерь давления с использованием коэффициента гидравлического сопротивления с поправкой на сжимаемость вызывает больше доверия, чем непосредственно полученные экспериментальные зависимости для коэффициента расхода.

4. При расчете потери полного давления по (11) определяющей плотностью является плотность среды перед диафрагмой, а значение критерия М должно быть отнесено к отверстию диафрагмы.

#### Список литературы

 Макгрихан. Расходные характеристики утолщенных диафрагм со скругленной входной кромкой при закрутке потока. Современное машиностроение. 1989. Серия А, № 4. С. 141–146.

- 2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Москва: Машиностроение, 1992. 672 с.
- Тарасов А. И., Литвиненко О. А., Михайлова И. А. Расходные характеристики отверстий, применяемых в системах охлаждения газовых турбин. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 10 (1232). С. 52–58. Бібліогр.: 6 назв. ISSN 2078-774Х. doi: 10.20998/2078-774Х.2017.10.07.
- Швец И. Т., Дыбан Е. П. Воздушное охлаждение деталей ГТ. Киев: Наукова думка, 1974. 487 с.
- Копелев С. З., Слитенко А. Ф. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД : монография. Харьков: Основа, 1994. 239 с.
- Иванов В. Л., Леонтьев А. И., Манушин Э. А., Осипов М. И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 592 с.
- Дейч М. Е. Техническая газодинамика. Москва: Энергия 1974. 592 с.
- ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) / А.И. Тарасов, А.И. Долгов: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2007610141, 10 ноября 2006. Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.
- 9 Тарасов А. И., Чан Конг Шанг. Расчет гидравлических сетей с учетом сжимаемости теплоносителя. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2010. № 3. С. 92–101. ISSN 2078-774X.

#### **References (transliterated)**

- McGreehan, W. F. (1989), "Flow Characteristics of Long Orifices With Rotation and Corner Radiusing", Modern machine building, Series A, No. 4, pp. 141–146.
- 2. Idelchik, I. E. (1992), *Reference book on hydraulic resistance*, Mechanical engineering, Moscow, Russia.
- Tarasov, A. I., Lytvynenko O. A. and Myhaylova I. A. (2017), "Flow characteristics of orifices used in gas turbine cooling systems", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10 pp. 52–58, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X. 2017.10.07.
- 4. Shvee, Y. T. and Dyban, E. P. (1974), *Air cooling of gas turbine parts*, Scientific thought, Kiev, Ukraine.
- Kopelev S. Z., Slitenko A. F. (1994), Constructions and calculation cooling systems GTD (Monograph), Kharkov, Ukraine.
- Ivanov V. L., Leontiev A. I., Manushin E. A., Osipov M. I. (2004), *Heat exchangers and cooling systems for gas turbine* and combined plants, MSTU them. N. E. Bauman, Moscow, 592 p.
- Deich M. E. (1974), *Technical Gas Dynamics*, Energy, Moscow, 592 p.
- Tarasov A. I., Dolgov A. I. (2006), *THA (Thermal & Hydraulic Analysis) /* Certificate of official registration of computer programs № 2007610141, 10 November 2006. Rospatent, federal institute of industrial property Pat. 2007610141
- 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.

Поступила (received) 08.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Тарасов Олександр Іванович (Тарасов Александр Иванович, Tarasov Alexsandr)* – доктор технічних наук, професор, професор кафедри турбінобудування, Харків, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна; alx.tarasov@gmail.com, https://orcid.org/0000-0002-5952-3258

*Литвиненко Оксана Олексіївна (Литвиненко Оксана Алексеевна, Lytvynenko Oksana)* – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; lytvynenko.oksana2016@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0182-2255.

*Михайлова Ірина Олександрівна (Михайлова Йрина Александровна, Муhaylova Іrina)* – старший викладач кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; myhaylovai@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-1857-0787.

#### УДК 621.165

#### В. И. ГНЕСИН, Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, Р. ЖАНДКОВСКИ

#### АНАЛИЗ НЕСТАЦИОНАРНЫХ НАГРУЗОК И АМПЛИТУД КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ТУРБОМАШИНЫ С УЧЕТОМ РАССТРОЙКИ СОБСТВЕННЫХ ФОРМ

На основании разработанной математической модели и численного метода аэроупругого поведения лопаточного венца в транзвуковом потоке газа (связанная задача нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток) представлен численный анализ аэроупругого поведения турбинного лопаточного венца в трехмерном потоке идеального газа через ступень турбины с учетом расстройки собственных форм и частот лопаток. Данный метод решения связанной аэроупругой задачи позволит прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в трехмерном потоке идеального газа, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колебания и автоколебания с целью повышения экономичности и надежности лопаточных аппаратов турбомашин.

Ключевые слова: математическая модель, лопаточный венец, аэроупругое поведение, собственная форма, идеальный поток.

#### В. І. ГНЕСІН, Л. В. КОЛОДЯЖНА, Р. ЖАНДКОВСКИ АНАЛІЗ НЕСТАЦІОНАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ТА АМПЛІТУД КОЛИВАНЬ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ОСТАННЬОГО СТУПЕНЯ ТУРБОМАШИНИ З УРАХУВАННЯМ РОЗЛАДУ ВЛАСНИХ ФОРМ

На підставі розробленої математичної моделі та чисельного методу аеропружної поведінки лопаткового вінця в транзвуковому потоці газу (зв'язана задача нестаціонарної аеродинаміки та пружних коливань лопаток) представлено чисельний аналіз аеропружної поведінки турбінного лопаткового вінця у тривимірній течії ідеального газу через ступінь турбіни з урахуванням розладу власних форм і частот лопаток. Цей метод рішення зв'язаної аеропружної задачі дозволяє прогнозувати амплітудно-частотний спектр коливань лопаток в тривимірному потоці газу, включаючи вимушені коливання, самозбуджуючі коливання і автоколивання з метою підвищення економічності і надійності лопаткових апаратів турбомашин.

Ключові слова: математична модель, лопатковий вінець, аеропружна поведінка, власна форма, ідеальна течія.

#### V. GNESIN, L. KOLODYAZHNAYA, R. RZADKOWSKI ANALYSIS OF NONSTATIONARY LOADINGS AND VIBRATION AMPLITUDES OF THE BLADES OF THE LAST TURBINE CASCADE TAKING INTO CONSIDERATION THE **DETUNING OF NATURAL MODES**

Nonstationary phenomena caused by the blade vibration under the action of disturbing forces that are characterized by the energy exchange between the gas flow and the vibrating blades and make the foundation for a physical mechanism of self-excited oscillations that can either damp (aerodamping) or develop in the stable mode of self-induced vibrations or in the unstable mode of flutter that can result in the construction failure. One of the approaches to an increase in the vibration stability of the blades is the detuning of natural modes and frequencies. Based on the developed mathematical model and the numerical method of aeroelastic behavior of the blade rim in the transonic gas flow (the coupled problem of nonstationary aerodynamics and elastic vibrations of the blades), we gave the numerical analysis of aeroelastic behavior of the turbine blade row in the three-dimensional flow of ideal gas through the turbine cascade taking into consideration the detuning of blade natural modes and frequencies. To solve the coupled problem we used the partially integral method that includes Euler integral equations and those of the dynamics of vibrating blades (modal approach) at each time step with the information exchange. This method of the solution of coupled aeroelastic problem enables the prediction of the amplitude-frequency spectrum of blade vibrations in the three dimensional flow of ideal gas, including forced vibrations, self-excited vibrations and self-induces vibrations in order to increase the efficiency and reliability of the blade rows of turbine machines. As a result of the investigation we obtained gas dynamic parameters in the form of nonstationary fields, nonstationary loads that have action on the blades and the amplitude and frequency spectra of blade vibrations. Key words: mathematical model, blade row, aeroelastic behavior, natural mode and the ideal flow.

#### Введение

Тенденция развития газо- и паротурбинных двигателей с высокими аэродинамическими показателями и соответственно высоко нагруженными лопатками приводит к проблеме аэроупругого поведения лопаток не только в компрессорах, но и в последних ступенях паровых и газовых турбин. Нестационарные аэродинамические силы, действующие на лопатки компрессоров и турбин, могут вызвать чрезмерные вибрации лопаток, приводящие к разрушению конструкции. Поэтому аэроупругое поведение лопаток представляет важную проблему надежности и безопасности.

Аэроупругие явления - это явления взаимодействия инерционных, упругих и аэродинамических сил, действующих на конструкцию, обтекаемую потоком газа [1].

Нестационарные явления, вызванные колебаниями лопаток под действием возмущающих сил, характеризуются обменом энергией между потоком газа и колеблющимися лопатками и составляют основу физического механизма самовозбуждающихся колебаний, которые могут либо затухать (аэродемпфирование), либо проявляться в устойчивой форме автоколебаний, либо в неустойчивой форме флаттера, который может привести к разрушению конструкции.

© В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски, 2018

Одним из подходов к повышению устойчивости колебаний лопаток является расстройка собственных форм и частот.

В статье предусматривается моделирование аэроупругого поведения лопаточных венцов на основе разработанного численного метода и алгоритма решения связанной задачи аэродинамики нестационарного потока идеального газа и динамики колеблющихся лопаток с учетом расстройки собственных форм и частот. Данный метод решения связанной аэроупругой задачи позволяет прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в трехмерном потоке идеального газа, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колебания и автоколебания с целью повышения экономичности и надежности лопаточных аппаратов турбомашин [2].

#### Цель работы

Целью настоящей работы является численный анализ влияния расстройки собственных форм и частот рабочих лопаток на нестационарные нагрузки и амплитуды колебаний лопаточных аппаратов на основе разработанного метода расчета связанной задачи нестационарной газодинамики и упругих колебаний лопаток.

#### Постановка задачи

Рассматривается обтекание трехмерным потоком идеального нетеплопроводного газа вращающегося венца осевой турбины с колеблющимися лопатками. Лопаточный венец турбины представляет собой кольцевую решетку, состоящую из 53 лопаток.

Трехмерный поток идеального газа через лопаточный венец рассматривается в физической области, включающей рабочее колесо, вращающееся с постоянной угловой скоростью, и описывается полной системой нестационарных уравнений Эйлера, представленных в интегральной форме законов сохранения [3]. Расчетная область включает полную дугу окружности (53 межлопаточных канала).

Разностная сетка разбивается на сегменты, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу венца. Каждый из сегментов дискретизируется с использованием гибридной *H*–*H* разностной сетки [4].

Постановка граничных условий основана на одномерной теории характеристик [3–4]. В качестве граничных условий принимаются:

 на входе – давление и температура заторможенного потока, меридиональный и тангенциальный углы потока;

 на выходе – статическое давление за лопаточным венцом. Граничные условия дополняются соотношениями на характеристиках во входном и выходном сечениях расчетной области.

Для численного интегрирования исходных уравнений применяется разностная схема Годунова-Колгана 2-го порядка точности по координатам и времени, обобщенная на случай произвольной пространственной деформируемой разностной сетки [5].

Динамическая модель колеблющейся лопатки описывается с использованием модального подхода [6].

Алгоритм решения аэроупругой связанной задачи основан на последовательном по времени интегрировании уравнений газодинамики и уравнений колебаний лопаток с обменом информацией на каждой итерации [6].

#### Численный анализ

Численное исследование проведено для лопаточного венца последней ступени турбины мощностью 370 МВт с учетом расстройки рабочих лопаток в трехмерном потоке для двух вариантов.

В *1*-ом и *2*-ом вариантах приняты следующие граничные условия:

- число оборотов ротора n = 3000 об/мин;

– полное давление в абсолютной системе координат на входе  $P_0 = 29400 - 37800$  Па;

– полная температура в абсолютной системе координат на входе  $T_0 = 348$  K;

– углы потока на входе в статор в тангенциальной ( $\alpha$ ) и меридиональной ( $\gamma$ ) плоскостях заданы;

- статическое давление на выходе за венцом  $P_2 = 10400 \text{ Па.}$ 

Варианты *1* и *2* исследования аэроупругих характеристик лопаточного венца осевой турбомашины с учетом расстройки собственных форм и частот колебаний лопаток отличаются количеством узловых диаметров (УД).

Межлопаточный фазовый угол (МЛФУ) определяется количеством узловых диаметров

МЛФУ = 
$$360^{\circ} \times \frac{УД}{7}$$

где *z*-количество лопаток.

Для варианта l количество узловых диаметров равно 26, МЛФУ = 176,6°. Для варианта 2 количество узловых диаметров равно 13, МЛФУ = 88,3°.

Для двух вариантов выполнены аэродинамические расчеты вращающегося лопаточного венца турбины при заданном законе гармонических колебаний лопаток.

На рис. 1 приведены графики изменения модальных коэффициентов для лопаток 1, 2, 3, 4, 52, 53 в течение одного периода колебаний (~0,5 оборота ротора) для варианта l (рис. 1a), для варианта 2 (рис. 1 $\delta$ ).

В расчетах учитывались одна собственная форма с частотой 110 Гц и каждая рабочая лопатка колеблется по своей собственной форме.

Аэроупругая устойчивость системы «поток воздуха – лопаточный венец» без учета механического демпфирования определяется аэродинамическим коэффициентом демпфирования D, равным взятому со знаком «минус» коэффициенту работы W, совершаемой аэродинамической нагрузкой за один период колебаний [3, 4]. Знак «минус» суммарной работы (D > 0) соответствует аэродемпфированию, знак «плюс» – самовозбуждению лопатки (D < 0).

Изменение коэффициента аэродемпфирования по высоте 1-й лопатки для двух вариантов приведено на рис. 2. Как видно из графика (рис. 2) гармонические колебания по высоте лопатки характеризуются отводом энергии в основной поток.

На рис. 3 приведены графики перемещения центра тяжести периферийного сечения в окружном направлении *hy* (вариант 1 – рис. 3a, вариант 2– рис. 3e), осевом направлении *hz* (вариант 1 – рис. 3e), осевом направлении *hz* (вариант 1 – рис. 3e), вариант 2 – рис. 3w) за десять полных периодов связанных колебаний и их амплитудночастотные спектры для МЛФУ = +176,6 град (рис. 3e, e) и для МЛФУ = +88,3 град (рис. 3e, 3).

Как видно из графиков (рис. 3) основной вклад в колебания лопатки вносит гармоника с частотой близкой к частоте собственной формы колебаний (~100 Гц).

Из расчета следует, что все собственные формы колебаний демпфируются.



Рис. 1 – Изменение модального коэффициента для расстроенных рабочих лопаток: *a* – вариант *1*; *б* – вариант *2* 



Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 13(1289) 2018

0.010

t,c



Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 13(1289) 2018



Рис. 3 – Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки ротора *а*, *в* – в окружном направлении; *б*, *г* – амплитудно-частотный спектр; *д*, *ж* – в осевом направлении; *е*, *з* – амплитудно-частотный спектр



а

-3.0

Fy,н







Рис. 4 – Изменение нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки ротора:
а, в – в окружном направлении; б, г – амплитудно-частотный спектр;
д, ж – в осевом направлении; е, з – амплитудно-частотный спектр

Представлены графики нестационарных аэродинамических сил (окружная сила *Fy* (вариант l – рис. 4*a*, вариант 2 – рис. 4*b*), осевая сила *Fz* (вариант l – рис. 4*d*, вариант 2 – рис. 4*ж*), действующих на периферийный слой рабочих лопаток ротора и их амплитудно-частотные характеристики для МЛФУ = +176,6 град (рис. 4*d*, *e*) и для МЛФУ = +88,3 град (рис. 4*z*, 3).

#### Выводы

Проведен численный анализ влияния расстройки собственных форм и частот рабочих лопаток на нестационарные нагрузки и амплитуды колебаний рабочих лопаток турбины на основе разработанного метода расчета связанной задачи нестационарной газодинамики и упругих колебаний лопаток для двух вариантов. Второй вариант с 13 узловыми диаметрами характеризуется более высоким значением коэффициента аэродемпфирования.

Основной вклад в аэродинамические нагрузки вносят низкочастотные гармоники вызванные колебаниями расстроенных лопаток.

Основной вклад в колебания лопаток вносят колебания с частотой близкой к частоте собственной формы.

Предложенный метод позволяет прогнозировать режимы колебаний лопаток, включая вынужденные колебания, автоколебания, флаттер с целью повышения надежности лопаточных аппаратов турбомашин.

#### Список литературы

1. Гнесин В. И., Колодяжная Л. В. Аэроупругие явления в турбомашинах. Аэродинамика и Аэроакустика : Проблемы

и перспективы : сб. научных трудов. Харьков: ХАИ, 2009. № 3. С. 53–62.

- Cinnella P., Palma De, Pascazio G., Napolitano M. A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity. *Journal of Turbomachinery*. Vol. 126. April, 2004. pp. 310–316.
- Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V. Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow. J. Problems in Mash. Eng. 1999. Vol. 1, No. 2. pp. 65–76.
- Rzadkowski R., Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. Rotor Blade Flutter in Last Stage of LP Steam Turbine. Proceedings of the 14th International Symposium on Unsteady Aerodynamics. *Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines ISUAAAT14* 8-11, September 2015, Stockholm, Sweden. 2015. I14-S1-4, pp. 1–6.
- Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я., Крайко А. Н., Прокопов Г. П. Численное решение многомерных задач газовой динамики. Москва: Наука, 1976. 400 с.
- 6. Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Жандковски Р. Численный анализ трёхмерного нестационарного потока идеального газа в последней ступени турбомашины с учётом неосесимметричного выхлопного патрубка. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 47–53. Бібліогр.: 8 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.06.

#### **References (transliterated)**

- 1. Gnesin, V. I. and Kolodyazhnaya, L. V. (2009), "The aeroelastic phenomena in the turbomachines", *Aerogidrodynamic and Aeroacoustics: Problems and prospects*, No. 3, pp. 53–62.
- Cinnella, P., Palma De, Pascazio G., Napolitano M. (2004), "A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, April, 2004. pp. 310–316.
- Gnesin, V. I. and Kolodyazhnaya, L. V. (1999), "Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow", *J. Problems in Mash. Eng.*, Vol. 1, No. 2, pp. 65–76.
- Rzadkowski R., Gnesin, V. I., Kolodyazhnaya, L. V. (2015), "Rotor Blade Flutter in Last Stage of LP Steam Turbine", Proceedings of the 14th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines ISUAAAT14 8-11, September 2015, Stockholm, Sweden, 114-S1-4, pp. 1–6.
- Godunov, S. K., Zabrodin A. V., Ivanov M. Y., Krayko A. N., Prokopov G. P. (1976), *The Numerical solution of multidimen*sional tasks of gas dynamics, Nauka, Moscow, 400 p.
- Gnesin, V., Kolodyazhnaya, L. and Rzadkowski, R. (2016), "Numerical Analysis of the Three-Dimensional Nonstationary Flow of Ideal Gas in the Last Stage of Turbine Machine Taking into Consideration the Nonaxisymmetric Exhaust Pipe Branch", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 8(1180), pp. 47–53, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.06.

Поступила (received) 27.02.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Гнесін Віталій Ісайович (Гнесин Виталий Исаевич, Gnesin Vitaly)* – доктор технічних наук, професор, головний науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-6411-6158.

Колодяжна Любов Володимирівна (Колодяжная Любовь Владимировна, Kolodyazhnaya Lyubov) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; e-mail: lyubovvladimirovna60@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-5469-4325.

*Жандковскі Ромуальд (Жандковски Ромуальд, Rzadkowski Romuald)* – доктор технічних наук, професор, завідувач відділом динаміки та аеропружності, Інститут проточних машин ПАН, м. Гданьск, Польша; e-mail: z3@imp.gda.pl, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0560-1222.

#### УДК 621.165

#### doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.04

#### Ю. О. БАХМУТСЬКА, О. В. КОТУЛЬСЬКА, Т. М. ПАРАМОНОВА

#### ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ РОЗПОДІЛУ ПАРИ В СТУПЕНЯХ ПАРОВИХ ТУРБІН ПРИ ЗМІННИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ

В роботі запропоновано підхід до визначення тиску та витрат пари у придискових областях проточної частини. Він включає апроксимаційні рівняння для визначення цих параметрів при руху пари від периферії до центру і у зворотному напрямку, а також через розвантажувальні отвори, діафрагмові і осьові ущільнення. Наведено результати розрахунку витрат пари у придисковій області та через розвантажувальні отвори для різних режимів роботи турбіни при пуску з холодного стану. Отримані значення параметрів пари приймаються для розрахування коефіцієнтів тепловіддачі і температури на поверхнях дисків та ущільнень ротора з ціллю визначення його теплового та термонапруженого стану і подальшого керування режимами пуску турбіни. Також наведені у роботі апроксимаційні рівняння дозволяють розрахувати тиски у міжвінцевих і міжступеневих зазорах, що дає змогу врахувати зміну осьового зусилля на опорний підшипник при пуску турбіни.

**Ключові слова:** турбіна, проточна частина, діафрагмове ущільнення, осьове ущільнення, розвантажувальний отвір, придискова область, витрата, апроксимаційні рівняння.

#### *Ю. О. БАХМУТСКАЯ, О. В. КОТУЛЬСКАЯ, Т. Н. ПАРАМОНОВА* ПОДХОД ДЛЯ ОЦЕНКИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРА В СТУПЕНЯХ ПАРОВЫХ ТУРБИН ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

В работе предложен подход к определению давления и расхода пара в придисковых областях проточной части турбины. Он включает аппроксимационные уравнения для определения этих параметров при движении пара от периферии к центру и в обратном направлении, а также через разгрузочные отверстия, диафрагменные и осевые уплотнения. Приведены результаты расчета расхода пара в придисковой области и через разгрузочные отверстия для различных режимов работы турбины при пуске из холодного состояния. Полученные значения параметров пара принимаются для расчета коэффициентов теплоотдачи и температур на поверхностях дисков и уплотнений ротора с целью дальнейшего управления режимами пуска турбины. Также приведенные в роботе аппроксимационные уравнения позволяют рассчитать давления в межвенцовых и межступенчатых зазорах, что дает возможность учесть изменение осевого усилия на опорный подшипник при пуске турбины из холодного состояния.

Ключевые слова: турбина, проточная часть, диафрагменное уплотнение, осевое уплотнение, разгрузочное отверстие, придисковая область, расход, аппроксимационные уравнения.

#### *YU. BAHMUTSKA, O. KOTULSKAYA, T. PARAMONOVA* APPROACH TO THE DETERMINATION OF STEAM DISTRIBUTION IN THE CASCADES OF STEAM TURBINES AT CHANGEABLE OPERATION MODES

A high and average pressure rotor is one of the main elements of the steam turbine of a high power that limits its operation life. Definition of steam parameters, in particular the pressure, the speed and the flow-rate in flow passage elements is a vital problem for the operation modes of the cascades of high pressure cylinders and low pressure cylinders at the turbine start-up. The approach to the estimation of steam flow distribution in the near-disk regions of the flow passage was suggested and it is based on the use of approximation equations for the computation of flow-rates and pressures when the steam moves from the periphery to the center and in the reverse direction and when the steam moves through discharge ports, diaphragm glands and axial seals. The computation investigation data for the steam flow-rate distribution in the intercascade space before and after the cascade are given for the following modes of operation at the cold start-up of turbine: idle running, the load of 90 kW and nominal conditions. The obtained values of steam parameters are taken for the computation of heat emission coefficients and the tmperatures on disk surfaces and rotor seals in order to determine thermal and thermostressed rotor conditions with the subsequent control of the start-up mode of turbine. The approximation equations given in the paper enable the computation of the pressure in interblade and intercascade gaps and it gives an opportunity to take into consideration a change in the axial force exerted on the journal bearing at the turbine start-up.

Key words: turbine, flow passage, diaphragm gland, axial seal, discharge port, near-disk region, flow rate and the approximation equation.

#### Вступ<sup>1</sup>

Зазвичай теплові розрахунки турбіни проводять для номінального режиму, режиму максимальної потужності або гарантійного режиму. Однак, останнім часом більш актуальним є визначення параметрів пари – тиск, швидкість руху, витрати в елементах проточної частини – для режимів роботи ступенів при пусках турбіни, які можуть бути виділені з графіків пусків, що застосовуються після поштовху ротора. При цьому тепловий та термонапружений стан роторів турбін, від якого залежить надійність роботи турбіни та її ресурс, залежить від достовірності визначення граничних умов теплообміну на поверхнях ступенів. Вони, у свою чергу, пов'язані з розподілом витрат пари в міжступеневих зазорах, розвантажувальних отворах та діафрагмових ущільненнях.

© Ю. О. Бахмутська, О. В. Котульська, Т. М. Парамонова, 2018

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

#### Мета работи

Метою даної роботи є розробка методичного підходу до визначення витрат пари в елементах ступенів у широкому діапазоні режимів роботи при пусках турбіни для циліндрів високого та середнього тиску.

#### Методика визначення витрат пари в елементах ступеня

Схема руху пари в межвінцевому і межступеневому зазорах, розвантажувальних отворах і діафрагмових ущільненнях наведена на рис. 1.

Напрямок потоків в зазорах ступенів визначається геометричними співвідношеннями елементів диска, розмірами зазорів між тілом діафрагми і поверхнями дисків, радіусом розташування розвантажувальних отворів, ступеня закрутки потоку на виході з каналів направляючих лопаток діафрагми, конструкцією діафрагмових ущільнень.

Для кожної ділянки приймається залежність для визначення витрат та перепаду тисків.

У діафрагмах ступенів тиску розташовані діафрагмові ущільнення ступінчастого типу з різною кількістю гребнів Z при постійному діаметрі ротора. Витрата пари крізь діафрагмові ущільнення ступенів визначається згідно залежності [1]

$$G_{\rm y} = \mu F_{\rm y} \sqrt{\frac{1}{Z+1.4} \frac{P_{\rm 1}}{V_{\rm 1}}} , \qquad (1)$$

якщо у щілині між останнім гребенем и поверхнею встановлюється звукова швидкість, поява якої визначається умовою

$$\frac{P_2}{P_1} \le \frac{0.85}{\sqrt{Z+1.4}} \,. \tag{2}$$

Якщо швидкість потоку у щілині дозвукова

$$G_{\rm y} = \mu F_{\rm y} \sqrt{\frac{P_{\rm l}^2 - P_{\rm 2}^2}{ZP_{\rm l}V_{\rm l}}} , \qquad (3)$$

Витрата пари скрізь розвантажувальні отвори  $G_{\text{отв}}$  розраховується при врахуванні можливого «замикання» отвору у залежності від швидкості обертання ротора

$$G_{\text{отв}} = p \left( G_{\text{теор}} - G_{\text{зам}} \right).$$
(4)

Значення витрат  $G_{\text{отв}}$ ,  $G_{\text{теор}}$ ,  $G_{3aM}$  визначається із співвідношень, наведених у [2, 3]. Вони залежать від осередненої кутової швидкості потоку  $\omega$ , відносного значення зазору  $S_1$  (рис. 2), радіусів  $R_{\text{отв}}$ та  $R_{\pi}$  (рис. 1).

При  $\overline{S}_1 \leq \overline{S}_{1nepex}$  [2] коефіцієнт пропорційнос-

ті р можна описати лінійною функцією

$$p = \left(3,08 - 4,39 \cdot 10^{-4}\,\omega\right)\overline{S}_1\,,\tag{5}$$

в області  $\overline{S}_1 \ge \overline{S}_{1 \text{перех}}$  $p = (1 - 0.442 \overline{d}_{\text{отв}}^2)(1 - 8.0 \cdot 10^{-10} \omega^3).$ 



у туроїнному ступені діафрагмового типу: 1–2 – переддискова область; 2–3 – діафрагмове ущільнення; 3–4 – передня камера диску від виходу з діафрагмового ущільнення до розвантажувального отвору; 4–5 – передня камера диску від розвантажувального отвору до осьового ущільнення; 5–6 – осьове ущільнення переддиско-

- вого зазору; 4–9 розвантажувальний отвір; 9–10 – задня камера диску від розвантажувального отвору до діафрагмового ущільнення;
- 9-8 задня камера диску від розвантажувального отвору до осьового ущільнення; 6-7 канал робочої лопатки в кореневому перетині; 7-8 осьове ущільнення за диском



Рис. 2 – Геометрія зазорів осьового ущільнення в придисковій області

Витрата «замикання»  $G_{3aM}$  визначається із співвідношення  $G_{3aM} = K \left( \omega \overline{R}_{\text{отв}}^{1,2} \overline{d}_{\text{отв}}^{2} \right)$ , де комплекс К знаходиться з графіка [3, рис. 2].

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 13(1289) 2018

(6)

На ділянках 4–5 та 8–9 течія пари, в залежності від співвідношень тиску у різних областях придискових зазорів, можлива як від периферії до центру, так і від центру до периферії. При роботі турбіни на валоповороті та холостому ходу перепад тисків при течії пари від отвору до осьового ущільнення, коли  $S/R_{\rm d} \ge 0,03$  [4], визначається по залежності

$$\Delta P = \frac{\rho \omega^2}{2} \left( R_{\rm g}^2 - R_{\rm otb}^2 \right), \tag{7}$$

де  $\omega$  – осереднена кутова швидкість обертання ядра потоку. Знаючи кутову швидкість обертання диска, вона може бути обчислена з співвідношення  $\overline{\omega} = \omega / \omega_{\pi}$ .

При сформованому ядрі обертової течії в порожнині і течії від центру до периферії

$$\overline{\omega} = 0,50 e^{-2,77 \cdot 10\overline{Q}} , \qquad (8)$$

де  $\overline{Q}$  – відносна об'ємна витрата пари у придисковій області.

$$\overline{Q} = Q \Big( \pi R_{\mu}^2 U_{\mu} \Big), \qquad (9)$$

де Q – об'ємна витрата пара через осьовий зазор між диском і діафрагмою;  $U_{\rm A}$  – окружна швидкість диска на радіусі  $R_{\rm A}$ .

При течії від периферії до центру і відсутності закрутки потоку на вході у зазор

$$\overline{\omega} = 0,50 + 0,052\sqrt{\overline{Q}} \quad . \tag{10}$$

Якщо на зовнішньому радіусі розглядаємих ділянок 4–5 и 8–9 є закрутка потоку, то, після введення позначення  $\overline{\omega}_{c_u} = C_u / U_{\pi}$ ,

$$\overline{\omega} = \overline{\omega}_{c_u} \pm \overline{\omega} \,. \tag{11}$$

Знак «+» приймається при збігу напрямів векторів  $C_u$  и  $U_{a}$ , а знак «-» – при протилежному напрямі.

#### Розрахункові дослідження розподілу витрат пари у ступенях турбіни

Наведена методика апробована при розрахунку витрати пари у проточній частині ЦВТ турбіни К-325-23,5.

Розрахунки для кожного ступеня циліндру турбіни проводилися з урахуванням рівняння збереження маси у вигляді балансу витрат  $\Sigma G_i = 0$  та рівнянь енергії  $\sum_{i=0}^{i=9} \Delta P_i$  для всіх ділянок, включаючи канал робочої лопатки. Значення тисків  $P_0$ ,  $P_1$ 

чи канал росочої лопатки. Значення тисків  $P_0$ ,  $P_1$ та  $P_2$  у точках 1, 6, 7, а також швидкостей потоку задавалися з теплового розрахунку розглядаємого режиму роботи турбіни.



Рис. 3 – Схема потоків пари в ступенях ЦВТ на різних режимах роботи при пуску з холодного стану (витрати наведено у кілограмах за секунду): *a* – режим холостого ходу; *б* – режим при навантаженні 90 МВт; *в* – режим номінальний

При визначенні витрати пари через розвантажувальні отвори, як і витрати через ущільнення, прийнято, що тиски на вході і на виході з них, у першому наближенні, дорівнюють тискам в кореневих перетинах лопаткових апаратів. Коефіцієнти витрати пари через розвантажувальні отвори прийнято згідно [3] з урахуванням розташування їх на полотні дисків та витоку пари на поверхню діафрагми наступного ступеня.

На рис. З наведено результати розрахункового визначення витрат пари в елементах ступенів ЦВТ, а саме: регулюючого ступеня, 2–9 ступенів та 10–12 ступенів турбіни К-325-23,5 для різних режимів роботи при пуску з холодного стану.

З рис. З видно, що на всіх режимах при пуску турбіни у міжвінцевому зазорі течія пари направлена як від периферії, так і від ущільнення до розвантажувальних отворів. При цьому, як показує розрахунок, течія від периферії до центру має закрутку  $C_{1u}$  (окружна складова швидкості, що виходить з лопаткового апарату діафрагми), а течія з діафрагмового ущільнення – осьова.

Аналіз витрат пари в елементах ступенів тиску показав, що витрата через діафрагмове ущільнення менше витрати через розвантажувальні отвори для 2–12 ступенів тиску ЦВТ на всіх режимах пуску.

У міжвінцевому зазорі регулюючого ступеня (1 ступінь) потік пари розділяється на два – перший проходить через розвантажувальні отвори, другий спрямований у переднє кінцеве ущільнення. Паровий потік з розвантажувальних отворів диска 12-го ступеня також ділиться на два – потік, спрямований в заднє кінцеве ущільнення і потік, спрямований у проміжок між диском і вихлопним патрубком.

#### Висновок

Остаточний розподіл параметрів течії пари, отриманий в ітераційному розрахунковому процесі за наведеною методикою, приймається для вибору критеріальних рівнянь, необхідних для визначення теплового і термонапруженого стану ротора та обумовлює вибір моделей теплообміну і пов'язаних з ним коефіцієнтів тепловіддачі на поверхнях дисків та ущільнень ротора, а також температур поблизу цих поверхонь з метою подальшого керування режимами пуску турбіни.

Також наведені апроксимаційні рівняння дозволяють визначити тиск на поверхнях дисків ротора, що дає змогу розрахувати зміну осьового зусилля на опорний підшипник при пуску турбіни з холодного стану.

#### Список літератури

- 1. Щегляев А. В. *Паровые турбины*. Москва: Энергоатомиздат, 1993. 416 с.
- Голощапов В. Н., Котульская О. В. Определение расхода рабочей среды через разгрузочные отверстия во вращающихся дисках турбинных установок. Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: сб. научн. тр. ИПМаш. 2003. Т. 1. С. 83–86.
- Голощапов В. Н., Котульская О. В., Парамонова Т. Н. Влияние геометрических и кинематических характеристик течения среды на изменение коэффициента расхода через разгрузочные отверстия во вращающемся диске. Авиационно-космическая техника и технология. 2006. №9/35. С. 94–97.
- Огиенко В. Г. К расчету закрутки потока у вращающегося диска при радиальном течении. Энергомошиностроение. 1989. № 1. С. 18–20.

#### **References (transliterated)**

- Shegliaev, A.V. (1993), *Parovye turbiny* [Steam Turbines], Jenergoatomizdat [Energoatomizdat], Moscow, Russian.
- 2. Goloschapov, V. N. and Kotulskaya, O. V. (2003), "Opredelenie rashoda rabochey sredy cherez razgruzochnye otverstiya", *An Improvement of turbine units by the methods of mathem. and phys. modeling*, Vol. 1. pp. 83–86.
- Goloschapov, V. N., Kotulskaya, O. V. and Paramonova T. N. (2006), "Vliyanie geometricheskih I kinematicheskih harakteristik techeniya sredy na izmenenie koeffitsienta rashoda cherez razgruzochnye otverstiya vo vraschayuschemsya diske", *Aerospace Engineering and Technology*, No. 9/35, pp. 94–97.
- Ogienko V. G. (1989), "K raschetu zakrutki potoka u vraschayuschegosya diska pri radialnom techenii", *Energomashinostroenie*, no. 1, pp. 18–20.

Надійшла (received) 15.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Бахмутська Юлія Олегівна (Бахмутская Юлия Олеговна, Bakhmutska Julija)* – інженер, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, відділ вібраційних і термоміцних досліджень, м. Харків, Україна; e-mail: julia.bakhmutska@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2334-7432.

*Котульська Ольга Валеріївна (Котульская Ольга Валериевна, Kotulska Olga)* – провідний інженер, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, відділ моделювання та ідентифікації теплових процесів, м. Харків, Україна; e-mail: kot2017ov@gmail.com.

Парамонова Тетяна Миколаївна (Парамонова Татьяна Николаевна, Paramonova Tetyana) – провідний інженер, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, відділ моделювання та ідентифікації теплових процесів, м. Харків, Україна; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua. УДК 621.165.62-192

#### doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.05

#### О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РЫНДЮК, В. А. ПЕШКО, В. Ю. ГОРЯЖЕНКО

#### ОЦЕНКА ИНДИВИДУАЛЬНОГО РЕСУРСА ЛИТЫХ КОРПУСОВ АВТОМАТИЧЕСКИХ ЗАЩИТНЫХ КЛАПАНОВ ЭНЕРГОБЛОКОВ МОЩНОСТЬЮ 200 MBT

Энергоблоки ДТЭК «Кураховская ТЭС» мощностью 200 МВт с паровыми турбинами К-200-130 после достижения ими паркового ресурса на сегодняшний день требуют принятия решения о дальнейшей эксплуатации. Данная работа посвящена проблеме продление срока эксплуатации энергетического оборудования. Предметом исследования работы является повреждаемость и остаточный ресурс автоматических защитных клапанов ЦСД паровой турбины К–200–130. Получены данные по тепловому и напряженнодеформированному состоянию корпусов клапанов для разных режимов пуска. Определена суммарная поврежденность и индивидуальный остаточный ресурс.

Ключевые слова: автоматический защитный клапан, пуск из холодного состояния, из неостывшего состояния, из горячего состояния, остаточный ресурс, малоцикловая усталость, длительная прочность.

#### *О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РИНДЮК, В. А. ПЕШКО, В. Ю. ГОРЯЖЕНКО* ОЦІНКА ІНДИВІДУАЛЬНОГО РЕСУРСУ ЛИТИХ КОРПУСІВ АВТОМАТИЧНИХ ЗАХИСНИХ КЛАПАНІВ ЕНЕРГОБЛОКІВ ПОТУЖНІСТЮ 200 МВт

Енергоблоки ДТЕК «Курахівська TEC» потужністю 200 МВт з паровими турбінами К-200-130 після досягнення ними паркового ресурсу на сьогоднішній день вимагають прийняття рішення про можливість подальшої експлуатациї. Дана робота присвячена проблемі продовження терміну експлуатації енергетичного обладнання. Предметом дослідження роботи є пошкоджуваність і залишковий ресурс автоматичних захисних клапанів ЦСТ парової турбіни К-200 -130. Отримано дані по тепловому і напруженодеформованому стану корпусів клапанів для різних режимів пуску. Визначено сумарна пошкоджуваність і індивідуальний залишковий ресурс.

Ключові слова: автоматичний захисний клапан, пуск з холодного стану, з гарячого стану, з неостиглого стану, залишковий ресурс, малоциклова втома, довготривала міцність.

#### O. CHERNOUSENKO, D. RINDYUK, V. PESHKO, V. HORYAZHENKO ESTIMATING AN INDIVIDUAL LIFE OF THE CAST CASINGS OF SELF-ACTING SAFETY-VALVES OF THE POWER GENERATING UNITS OF 200 MW

Most Ukrainian heat power plants have already worked off their fleet life according to the current normative documents. However, previous investigations of the physical-&-mechanical structure of metal used for the cast body parts of steam turbines show that there is an opportunity for the recurring extension of the service life of this equipment. Since cast high-temperature casings are one of the most expensive elements of the steam turbine, an issue of the possibility of refreshing extension of their service life remains to be a problem of strategic importance. Using as an example the power-generating units of "Kurakhovskaia Heat Power Plant" of 200 MW with steam turbines K-200-130 the residual resource of high-temperature elements of the power equipment, in particular the self-actuating safety valve (SSV) of an average pressure cylinder (APC) has been estimated. This scientific paper gives computation data of thermal elastically deformed state of the casings of self-actuating safety valves of the APC taking into account a joint action of the temperature gradient and internal steam pressure in operation. Availability of the casing metal of SSV of the average pressure cylinder was determined based on the computation in terms of low-cycle fatigue and static damageability. The recommendations on the possibility of the refreshing extension of their service life were given.

Key words: self-actuating safety valve, cold start-up, warm start-up, hot start-up, residual life, low-cycle fatigue and long-term strength.

#### Введение

Парковый ресурс паровых турбин К-200-130 ЛМЗ равен 220 тыс. ч. при числе пусков 800 согласно нормативным документам Министерства энергетики и угольной промышленности Украины [1, 2]. НТУУ КПИ им. Игоря Сикорского за период 2005-2009 гг. были выполнены работы по оценке остаточного ресурса высокотемпературного энероборудования паровых гетического турбин К-200-130 мощностью 200 МВт энергоблоков № 11, 13, 14, 15 ДТЭК «Луганская ТЭС», энергоблоков № 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 ДТЭК «Кураховская ТЭС», энергоблока № 10 «Старобешевская ТЭС». По результатам этих работ продлена эксплуатация энергетического оборудования на 50 тыс. ч. и 400 пусков по каждому энергоблоку.

Паровые турбины мощностью 200 МВт блоков 3-9 ДТЭК «Кураховская ТЭС» отработали порядка 199661-322672 ч при общем количестве пусков от 687 до 1896. Таким образом, парковый продления эксплуатации срок высокотемпературного энергетического оборудования истек [3]. Согласно рекомендациям [1], необходимо провести повторную оценку индивидуального ресурса корпусов автоматических защитных клапанов (АЗК) ЦСД паровой турбины К-200-130. Особенностью повторного продления эксплуатации энергоблока является сверх парковая наработка энергетического оборудования более 250 тыс. ч., а также работа оборудования в маневренных режимах (более 1700-2500 пусков из раз-

© О. Ю. Черноусенко, Д. В. Рындюк, В. А. Пешко, В. Ю. Горяженко, 2018

личных тепловых состояний) при покрытии пиков электрической нагрузки с превышением паркового количество пусков в 2–3 раза.

Проведенный ранее анализ теплового состояния корпуса регулирующего клапана и течения пара для разных стационарных режимов показал, что наибольший перепад температур и давления на стенки корпуса наблюдается на режиме, отвечающем мощности 300 МВт. Явление ползучести на стационарных режимах роботы корпуса регулирующего клапана не является основным фактором, вызывающим образования трещин. Учитывая, что на практике трещины обнаруживаются после нескольких лет эксплуатации, значительный интерес представляет решение задачи с учетом возможных несовершенств и дефектов в отливках корпуса клапана, а также малоцикловой усталости материала на переменных режимах роботы [4–5].

#### Цель работы

Выполнение оценки напряженнодеформированного состояния литых корпусных элементов АЗК турбины К-200-130 с учетом эксплуатационных поврежденностей и результатов ремонтно-восстановительных работ. Оценка длительной прочности и малоцикловой поврежденности основного металла для установления возможности повторного продления эксплуатации АЗК ЦСД турбины К-200-130 блока № 4 ДТЭК «Кураховская ТЭС».

#### Анализ результатов контроля металла корпуса АЗК ЦСД турбин № 4 ДТЭК «Кураховская ТЭС»

Блок 200 МВт ст. № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС» введен в эксплуатацию в составе второй очереди в 1973 г. На начало 2006 г. число пусков составляло 1611 и наработка – 204886 ч. в период предыдущего расчетного исследования. На 01.02. 2017 г. заказчик указал число пусков 2475 и наработку – 261773 часа.

За время эксплуатации контроль металла деталей турбины выполнялся в период капитального ремонта в соответствии с инструкцией [1]: магнитопорошковая дефектоскопия (МПД) стопорных и регулирующих клапанов, ультразвуковой контроль защитных и стопорных клапанов; визуальный контроль с травлением стопорных клапанов. К началу ремонта оборудование отработало 214796 часов и имеет 1727 пусков. Последний капитальный ремонт был произведен в 2004 году. После него блок отработал 18094 часа и имеет 215 пусков.

За весь период эксплуатации на наружной и внутренней поверхностях корпусов защитных клапанов трещин обнаружено не было. Микроструктура металла (по результатам исследований, выполненных в 1981 г.) правого защитного клапана – феррит + 10 % бейнита, левого защитного клапана – феррит + 20 % бейнита. Твёрдость металла клапанов по результатам исследований, выполненных в 2004 г., составляет 146–170 НВ.

По результатам неразрушающего контроля состояния металла корпуса АЗК ЦСД (Заключение № 213-08 от 20.07.2008 г.) при визуальном контроле и МПД радиусных переходов наружных и внутренних поверхностей защитных клапанов трещин не обнаружено.

Результаты проведенного технического аудита состояния металла высокотемпературных элементов приняты во внимание. Изменения свойств металла элементов паровой турбины в процессе длительной эксплуатации внесены в модель. Это позволило учесть влияние реальной эксплуатации на ресурсные характеристики клапана АЗК ЦСД.

#### ТС, НДС, малоцикловая усталость, статическая поврежденность и остаточный ресурс литого корпуса АЗК ЦСД

Моделирование теплового и напряженнодеформированного состояний автоматического защитного клапана на стационарных и пусковых режимах работы осуществлялось в трехмерной постановке с использованием современных графических пакетов прикладных программ согласно [5–7]. Для анализа напряженно-деформированного состояния рассмотрены три режима: пуск из холодного состояния по типу XC ( $t_{0мет} = 100$  °C), из неостывшего состояния HC-1 ( $t_{0мет} = 250$  °C) и из неостывшего состояния HC-2 ( $t_{0мет} = 410$  °C).

Расчетные модели АЗК ЦСД с характерными точками исследования напряжений представлены на рис. 1.



*1–6* – контрольные точки

Расчетное поле температур (ТС) и напряженно-деформированное состояние (НДС) клапана АЗК ЦСД в пространственной постановке при эксплуатационных режимах НС-2, НС-1 и ХС показано на рис. 2–4. Необходимо отметить, что максимальные напряжения возникают при пусках из ХС и НС-1, однако они не превышают 70– 224 МПа. Максимум напряжений смещается в область высоких давлений, что соответствует конечным этапам пуска. Максимальные напряжения при пусках из НС-1 (рис. 2) достигают 223,6 МПа в области крышки клапана при выдержке при 30 МВт при постоянных параметрах (6200 с).

Максимальные напряжения при пусках из HC-2 (рис. 3) достигают 123 МПа в области крышки клапана при конечном этапе нагружения до 30 МВт и выдержке при 30 МВт при постоянных параметрах (2100 с).

При пусках из XC (рис. 4) максимальные интенсивности условных упругих напряжений достигают 174,5 МПа в области крышки клапана при выдержке на первоначальной нагрузке при постоянных параметрах (14600 с).

Амплитуда деформаций согласно [8] определялась по значениям интенсивности деформаций в течение цикла нагружения. Число циклов до появления трещин определялось по экспериментальным кривым малоцикловой усталости, полученным по результатам испытаний образцов на растяжение – сжатие при жестком симметричном цикле и постоянной температуре. Суммарная поврежденность П', накопленная в металле роторов, работающих в условиях совместного действия ползучести при различных установившихся режимах и циклических нагрузок при различных переменных режимах, и остаточная наработка определялась согласно [9].

Для корпуса АЗК ЦСД паровой турбины К-200-130-3 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС при выполнении расчета на малоцикловую усталость рассматривались следующие контрольные точки (рис. 1), в которых определялись размахи интенсивностей напряжений за все периоды пусков из различных тепловых состояний (рис. 5). По максимальной амплитуде интенсивностей напряжений определяли интенсивность деформаций и допускаемое число пусков  $N_{\pi}$  из различных тепловых состояний согласно [8, 9]. Результаты расчетной оценки малоцикловой усталости металла, температура стенки, интенсивности напряжений и деформаций корпусов АЗК ЦСД представлены в табл. 1.



Рис. 2 – Тепловое и напряженно-деформированное состояние АЗК ЦСД при пуске из неостывшего состояния (HC-1): *a* – градиенты температур; *б* – TC в момент времени 6200 с; *в* – HДС в момент времени 6200 с; *г* – HДС в момент времени 16260 с



Рис. 3 – Тепловое и напряженно-деформированное состояние АЗК при пуске из HC-2: *a* – градиенты температур; *б* – TC в момент времени 2100 с; *в* – HДC в момент 2100 с; *г* – HДC в момент 5700 с



Рис. 4 – Тепловое и напряженно-деформированное состояние АЗК ЦСД при пуске из XC: *a* – градиенты температур; *б* – TC в момент времени 14600 с; *в* – НДС в момент 800 с; *г* – НДС в момент 14600 с



Рис. 5 – Интенсивности напряжений при расчете малоцикловой усталости за весь период пуска: *a* – из HC-2; *б* – из HC-1; *в* – из XC

Таблица 1 – Расчетная оценка малоцикловой усталости металла корпуса АЗК ЦСД турбины К-200-130 энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС

К-200-150 энерговлока № 4 ДТЭК Кураховская 15C						
АЗК ЦСД	Температура по толщине стенки	Амплитуда интен- сивности напря-	мплитуда интен- ивности напря-		Допускаемое число пус- ков, <i>N</i> <sub>д</sub>	
	клапана	жений,	формация,	$n_N = 5$ ,	$n_N = 3$ ,	
	$t_{\rm max}, {}^{\rm o}{\rm C}$	$σ_i$ , ΜΠα	<b>c</b> <sub>a np</sub> , 70	$n_{\varepsilon}=1,5$	$n_{\varepsilon}=1,25$	
HC-2	540	46,5	0,0476	$>1 \cdot 10^{4}$	$>1 \cdot 10^{4}$	
HC-1	540	88	0,06854	$>1 \cdot 10^{4}$	$>1 \cdot 10^{4}$	
XC	540	91	0,07002	$>1.10^{4}$	$>1.10^{4}$	

Распределение числа пусков из различных тепловых состояний для корпуса АЗК ЦСД блока № 4 ДТЕК Кураховская ТЭС выглядит следующим образом: количество пусков по типу HC-2 – 1209 (48,8 %), HC-1 – 727 (29,4 %), XC – 539 (21,8 %).

В случае тепловых ударов на начальных этапах пусков, а также при попадании влаги в горячий клапан возможно повышение интенсивностей условных упругих напряжений до 590–630 МПа. В этом случае допустимое число циклов резко падает и может составить величину порядка 2000-1900.

С учетом данных по ТС, НДС, а также оценки малоцикловой усталости корпусов АЗК ЦСД паровой турбины К-200-130-3 (табл. 1) расчетная оценка поврежденности, остаточной допускаемой наработки в годах и остаточного ресурса корпусов АЗК ЦСД для паровой турбины К-200-130 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС представлена в табл. 2.

Таблица 2 – Расчетная оценка повреждаемости, остаточной наработки в годах и остаточного ресурса корпуса АЗК ЦСД турбины К-200-130 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС

N₂	Наименование	Формула	Корпус АЗК ЦСД	
1.	Общее число пусков по данным КуТЭС	n <sub>общ</sub>	2475	
2.	Общая наработка по данным КуТЭС	<i>т</i> <sub>общ</sub> , ч	261773	
3.	Коэффициенты запаса	$n_N \ n_{\varepsilon}$	5\1,5	3\1,25
		$[N_{pl}] n_{\rm HC-2} = 1549$	>10000	>10000
4. Допуска	Допускаемое число циклов по различным типам пусков	$[N_{pl}] n_{\rm HC-1} = 774$	>10000	>10000
		$[N_{pl}] n_{\rm XC} = 656$	>10000	>10000
5.	Циклическая поврежденность	$[\Pi_{II}] = \sum n_l / [N_{pl}], \%$	7,93	4,49
6.	Допускаемое время	[ <i>t<sub>pl</sub></i> ], ч	3,7×10 <sup>5</sup>	5,0×10 <sup>5</sup>
7.	Статическая поврежденность	$[\Pi_{cT}] = \sum \tau_{obilit} / [t_{pl}], \%$	65,89	48,76
8.	Суммарная поврежденность	$[\Pi_{\Sigma}] = [\Pi_{cT}] + [\Pi_{II}], \%$	73,82	53,25
9.	Остаточный ресурс	$T_{ocr} = G \times \tau_{rog}$ , час	86448	214025

Таким образом, суммарная поврежденность металла корпусов АЗК ЦСД паровой турбины К-200-130 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет 74 %. Остаточный ресурс равен 86448 ч при коэффициентах запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 5 и 1,5, а также допускаемом времени работы металла 370 тыс. ч (табл. 2 пункты 6, 9). При коэффициентах запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 3 и 1,25, а также допускаемом времени работы металла 500 тыс. ч суммарная поврежденность корпусов АЗК ЦСД снижается до 53 %, а остаточный ресурс металла равен 214025 ч. Таким образом, срок эксплуатации литого корпуса автоматического защитного клапана ЦСД может быть продлен на 50 тыс. часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

#### Выводы и рекомендации

1. Расчеты на малоцикловую усталость и статическую поврежденность корпусов клапанов АЗК ЦСД паровой турбины К-200-130-3 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС показали, что суммарная поврежденность металла составляет 74 %.

2. Принимая к сведению, полученные результаты касательно малоцикловой усталости и длительной прочности основного металла и рассчитанный остаточный ресурс в 86448 ч., можно допустить продление эксплуатации корпусов на 50 тыс. часов при дополнительном числе пусков не превышающем 400.

3. Для повышения надежности эксплуатации литого энергетического оборудования необходимо внедрить системы контроля и технической диагностики стопорных клапанов АЗК ЦСД, основанные на моделировании теплового и напряженнодеформированного состояния оборудования в реальном времени.

4. При каждом следующем плановом продлении эксплуатации для оборудования, проработавшего более 220 тыс. часов, проводить дополнительное уточнение индивидуального ресурса высокотемпературного оборудования паровой турбины К-200-130:

• неразрушающий контроль металла для выявления дефектов и экспериментальной оценки возникших повреждений, исследование структуры и свойств металла высокотемпературных элементов турбин;

• экспериментальные исследования по влиянию старения на изменение физикомеханических свойств легированных сталей при эксплуатационных температурах;

• поверочный расчет индивидуального ресурса энергоблока с учетом фактических данных о свойствах металла и режимах эксплуатации, изменений конструкции при ППР, особенностей пусковых и переменных режимов работы и др., а также экспериментального исследования металла;

• технический аудит состояния оборудования на текущий момент;

• экспертную оценку состояния оборудования паровых турбин с указанием возможности продления эксплуатации сверх паркового ресурса.

#### Список литературы

- 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: Мво палива та енергетики України, 2005. 76 с. (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
- СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни : методичні вказівки / Міненерговугілля України / М. Г. Шульженко. Офіц. вид., 2011. 24 с.
- Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2016. № 10(1182). Бібліогр.: 7 назв. С. 6–17. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.
- Колядюк, А. С., Шульженко Н. Г., Бабаев И. Н. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины. Вестник двигателестроения. 2011. № 2. С. 106– 110. ISSN 1727-0219.
- Колядюк, А. С., Шульженко Н. Г. Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325./ Вісник HTV «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні про-

цеси й устаткування. 2014. 11(1054). С. 125–131. ISSN 2078-774Х.

- Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2017. № 9(1231). Бібліогр.: 8 назв. С. 34-40. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05.
- 7. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Оценка малоцикловой усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора високого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2017. № 10 (1232). Бібліогр.: 5 назв. С. 29–37. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04.
- РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость. Москва, 1985. № АЗ– 002/7382.49 с.
- РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. Москва, 1996. 98 с.
- Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T. [et. al.]. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines. *Propulsion and Power Research China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics*. 2016. Volume 5. Issue 4. pp. 302–309.
- Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V. Research on residual service life of automatic locking valve of turbine K-200-130" *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies - Ener*gy-saving technologies and equipment. 2017. No 8 (89). pp. 39-44. ISSN 1729-3774 (print). ISSN 1729-4061 (on-line).

#### **References (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.
- 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.

- Chernousenko, O. and Peshko, V. (2016), "Influence of the Operation of the Power Units of Thermal Power Plants in the Maneuvering Mode on the Aging Rate of Power Equipment". Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 10(1182), pp. 6–16, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.
- Kolyadyuk, A., Shul'zhenko, M., Babayev., I. (2011), "Computer modeling of steam flow in the regulating valve of the turbine", *Bulletin of engine building*, No 2, pp. 106-110, ISSN 1727-0219.
- Kolyadyuk, A., Shul'zhenko, M. (2014), "Otsenka polzuchesty korpusa rehulyruyushcheho klapana parovoy turbyny K-325". Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 11(1054), pp. 125–131, ISSN 2078-774X.
- Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), "Computation Investigation of the Thermal and Stress-Strain Behavior of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130; block No 1 Operated by the PJSC "Kharkiv CHPP-5", Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 9(1231), pp. 34–40, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05
- 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 the National Technical University "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
- 8. (1985), RTM 108.021.103. Detali parovyh stacionarnyh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost' [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation], Moscow, Russian.
- 9. (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.
- Peshko, V., Chernousenko, O., Nikulenkova, T. [et. al.] (2016), "Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines", *Propulsion* and Power Research – China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics, Volume 5, Issue 4, pp. 302-309.
- Chernousenko, O., Rindyuk, D., Peshko, V. (2017), "Research on residual service life of automatic locking valve of turbine K-200-130", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies - Energy-saving technologies and equipment*, No 8 (89), pp. 39-44 ISSN (print) 1729-3774, ISSN (on-line) 1729-4061.

Поступила (received) 03.02.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Черноусенко Ольга Юріївна (Черноусенко Ольга Юрьевна, Chernousenko Olga Yuriivna) – доктор технічних наук, професор, КПІ ім. Ігоря Сікорського, завідувач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-1427-8068.

**Риндюк Дмитро Вікторович (Рындюк Дмитрий Викторович, Rindyuk Dmitro Viktorovich)** – кандидат технічних наук, доцент, КПІ ім. Ігоря Сікорського, доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (099) 055–47–04; e-mail: rel\_dv@ukr.net; ORCID: https://orcid.org/0000–0001–7770–7547.

**Пешко Віталій Анатолійович (Пешко Виталий Анатольевич, Peshko Vitaliy Anatoliyovych)** – кандидат технічних наук, КПІ ім. Ігоря Сікорського, асистент кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 176–54–71; e-mail: vapeshko@gmail.com; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-0610-1403.

Горяженко Владислав Юрійович (Горяженко Владислав Юрьевич, Goryazhenko Vladyslav Yuriyovych) – КПІ ім. Ігоря Сікорського, магістрант кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (093) 920–21–82; e-mail: vgandcohookah@gmail.com; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-5137-2742.

#### УДК 536.2.01: 621.039.5

#### А. В. ЕФИМОВ, Ю. В. РОМАШОВ, Т. А. ЕСИПЕНКО, Д. А. ЧИБИСОВ

## ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ КЕРАМИЧЕСКОГО ЯДЕРНОГО ТОПЛИВА

Рассматриваются численные методы решения задач теплопроводности: классический метод сеток и метод полудискретизации с сеточной дискретизацией в пространственной области исследования температурного состояния керамического ядерного топлива. Показано, что применение метода полудискретизации, приводящего к системе обыкновенных дифференциальных уравнений с начальными условиями относительно узловых значений искомых величин, имеет ряд преимуществ перед классическим методом сеток из-за более широких возможностей выбора схемы интегрирования по времени.

**Ключевые слова**: ядерное топливо, нестационарная теплопроводность, переходной процесс, длительность переходного процесса, численное приближенное решение, метод сеток, метод полудискретизации, численное интегрирование, шаг интегрирования, погрешность приближенных решений.

#### *О. В. ЄФІМОВ, Ю. В. РОМАШОВ, Т. О. ЕСИПЕНКО, Д. О. ЧІБІСОВ* ЧИСЕЛЬНІ МЕТОДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ДЛЯ ВИВЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ КЕРАМІЧНОГО ЯДЕРНОГО ПАЛИВА

Розглядаються чисельні методи розв'язання задач теплопровідності: класичний метод сіток і метод напівдискретизації з сітковою дискретизацією в просторовій області дослідження температурного стану керамічного ядерного палива. Показано, що застосування методу напівдискретизації, що приводить до системи звичайних диференціальних рівнянь з початковими умовами щодо вузлових значень шуканих величин, має ряд переваг перед класичним методом сіток через більш широкі можливості вибору схеми інтегрування за часом.

**Ключові слова**: ядерне паливо, нестаціонарна теплопровідність, перехідний процес, тривалість перехідного процесу, чисельне наближене рішення, метод сіток, метод напівдискретизації, чисельне інтегрування, крок інтегрування, похибка наближених рішень.

#### *A. YEFIMOV, YU. ROMASHOV, T. YESYPENKO, D. CHIBISOV* NUMERICAL METHODS USED FOR THE SOLUTION OF HEAT CONDUCTIVITY PROBLEMS TO STUDY THE TEMPERATURE STATE OF CERAMIC NUCLEAR FUEL

The purpose of this research was to study the opportunities of numerical methods used for the solution of heat conductivity problems to study the temperature state of ceramic nuclear fuel the specific feature of which is its low heat conductivity. Therefore, this scientific paper gives consideration to the two options of the grid method used to solve the problem of nonstationary heat conductivity of the rod made of uranium dioxide and the solutions were compared to what was obtained using the method of separation of variables by an accurate analytical solution. The computation data show that a classic option of the grid method allows for the derivation of sufficiently accurate solutions, though the application of it requires a priori substantiation of the choice of the pitch relation for time and 3D grids; in general it is a very complicated mathematical problem. The computations showed that it is convenient to use the method of semi-descritization for the solution of heat conductivity problems to study the temperature values on the 3D grid that can be solved using highly-efficient numerical methods of stepwise integration with the self-selection of the pitch. The investigation data show that it is advisable to use the method of semi-descritization with 3D grids and numerical time integration using the Merson method to solve heat conductivity problems when studying the temperature state of ceramic nuclear fuel in the future.

Key words: nuclear fuel, nonstationary heat conductivity, transient process, transient process duration, numerical approximation solution, grid method, method of semi-descritization, numerical integration, and the error of approximated solutions.

#### Введение

Закономерности температурного состояния керамического ядерного топлива представляют большой интерес для разработки новых и совершенствования известных разновидностей такого топлива для более эффективного использования в ядерных энергетических установках [1–5]. Такие закономерности обычно устанавливаются на основе решений соответствующим образом сформулированных задач теплопроводности. Поскольку возможности точных аналитических методов ограничены, а более достоверное описание процессов приводит к усложнению математических формулировок, решение задач теплопроводности для оценки температурного состояния керамического ядерного топлива требует более совершенных численных методов. Поэтому данные научные исследования, в которых рассматриваются возможности численных сеточных методов решения задач теплопроводности для изучения температурного состояния керамического ядерного топлива, являются актуальными и представляют значительный интерес для атомной энергетики и энергетического машиностроения.

#### Цель работы

Характерной особенностью керамического ядерного топлива является его низкая теплопроводность, которая может приводить к большей длительности переходных процессов при измене-

© О. В. Ефимов, Ю. В. Ромашов, Т. А. Есипенко, Д. А. Чибисов, 2018

ниях установившегося поля температуры. При исследовании таких процессов требуется интегрирование соответствующего уравнения теплопроводности на отрезке времени, который может оказаться намного больше шага интегрирования по времени, необходимого для получения приближенного решения приемлемой точности. Целью данного исследования является поиск возможности совершенствования характеристик керамического ядерного топлива путем изучения его температурного состояния с помощью численных методов, а именно: классического метода сеток с постоянным шагом интегрирования по времени и метода полудискретизации, в котором имеется только пространственная сетка.

#### Математическая формулировка задачи

Для изучения возможностей различных вариантов метода сеток выполним решение задачи нестационарной теплопроводности для стержня длиной *l*, изготовленного из диоксида урана, которая формулируется следующим образом [6]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad a = \text{const}, \quad 0 < x < l, \quad t \ge 0, \quad (1)$$

$$T(x, 0) = T_0, \quad T_0 = \text{const}, \quad 0 < x \le l,$$
 (2)

$$T(0, t) = T^{(0)}, \frac{\partial T}{\partial x}(l, t) = 0, T^{(0)} = \text{const}, t \ge 0, (3)$$

где x – координата вдоль оси стержня;

t – время;

T(x, t) – поле температуры;

*а* – коэффициент температуропроводности материала стержня;

 $T_0$  – температура стержня в момент времени t = 0;

 $T^{(0)}$  – температура на краю x = 0 стержня.

Выбор математической модели процесса теплопроводности керамического ядерного топлива в виде (1)–(3) связан с тем, что для исследуемой задачи можно при помощи метода разделения переменных [6] получить точное аналитическое решение, которое имеет следующий вид:

$$T(x,t) = T^{(0)} + 2(T_0 - T^{(0)}) \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sin(\varphi_k x/l)}{\varphi_k} e^{-\varphi_k^2 \frac{a}{l^2}t}, (4)$$

где  $\varphi_k = (2k-1)\pi/2$ .

Сравнение численных приближенных решений с точным аналитическим решением (4), позволит сопоставить результаты решения задачи нестационарной теплопроводности, полученные с помощью соответствующих вариантов численных методов и сделать заключение об их возможностях для исследования процессов теплопроводности в керамическом ядерном топливе. В качестве исходных данных для выполнения расчетов используем следующие значения:

$$l = 2,6 \text{ MM}, \quad a = 1,374 \cdot 10^{-6} \text{ M}^2/\text{c},$$
  
 $T_0 = 873 \text{ K}, \quad T^{(0)} = 893 \text{ K}.$  (5)

Числовые значения параметров, указанные в (5), отвечают типичным условиям эксплуатации наиболее распространенного в настоящее время керамического ядерного топлива – диоксида урана в реакторах с водой под давлением.

#### Метод сеток и метод полудискретизации

Применительно к решению задачи теплопроводности вида (1)–(3) метод сеток подразумевает определение в узлах  $x = x_j$ , j = 1, 2, ..., n, где n -число узлов, пространственной сетки в моменты времени  $t = t_i$ , i = 1, 2, ... узловых значений температуры  $T_j^i = T(x_j, t_i)$ . Узлы пространственной сетки  $x_j$  располагаются с шагом  $\Delta x = l/(n-1)$ , а моменты времени  $t_i - c$  некоторым шагом  $\Delta t$ , так что

$$x_{j} = (j-1)\Delta x, \quad j = 1, 2, ..., n t_{i} = (i-1)\Delta t, \quad i = 1, 2, ...$$
(6)

Тогда, с учетом начального условия (2) и граничного условия (3) сразу имеем возможность получить некоторые из искомых узловых значений температуры:

$$T_1^i = T^{(0)}, \quad i = 1, 2, ..., T_j^1 = T_0, \quad j = 2, 3, ..., n$$
(7)

Остальные искомые узловые значения температуры определим при помощи метода сеток, как описано в работе [7], что приведет к следующему алгоритму:

$$T_{j}^{i+1} = T_{j}^{i} + \frac{a\Delta t}{\Delta x^{2}} \left( T_{j-1}^{i} - 2T_{j}^{i} + T_{j+1}^{i} \right),$$

$$i = 2, \dots, n-1$$
(8)

$$T_{j}^{i+1} = \frac{4}{3}T_{j-1}^{i+1} - \frac{1}{3}T_{j-2}^{i+1}, \quad j = n$$
(9)

Шаг  $\Delta t$  следует выбирать в соответствии с известным для уравнения (1) соотношением [7] следующего вида:

$$\Delta t \approx \Delta x^2 / (6a). \tag{10}$$

Для исходных данных, принятых в виде (5), соотношение (10) приводит к значению  $\Delta t \cong 0,0328$  с при числе узлов n = 6.

Применительно к рассматриваемой задаче теплопроводности вида (1)–(3) метод полудискретизации сводится к определению функций времени для узловых значений температуры  $T_j(t) = T(x_j, t), \quad j = 1, 2, ..., n$  в узлах пространственной сетки путем интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений следующего вида:

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{a}{\Delta x^2} \left( T^{(0)} - 2T_2 + T_3 \right), T_2(0) = T_0 . \quad (11)$$

$$\frac{dT_j}{dt} = \frac{a}{\Delta x^2} \left( T_{j-1} - 2T_j + T_{j+1} \right),$$

$$T_j(0) = T_0, \quad j = 2, 3, \dots, n-2.$$
 (12)

$$\frac{dT_{n-1}}{dt} = \frac{a}{\Delta x^2} \left( \frac{2}{3} T_{n-2} - \frac{1}{3} T_{n-1} \right), \quad T_{n-1}(0) = T_0 .$$
(13)

При этом значения температуры в граничных узлах j = 1 и j = n естественно определяются при помощи граничных условий следующим образом:

$$T_1(t) = T^{(0)}, \quad T_n(t) = \frac{4}{3}T_{n-1}(t) - \frac{1}{3}T_{n-2}(t).$$
 (14)

Для интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка с начальными условиями (11)–(13) можно использовать различные численные методы [8]. Далее используем метод Мерсона, в котором осуществляется автоматический выбор шага интегрирования по заданной допускаемой погрешности интегрирования на шаге. Этот метод хорошо показал себя при решении задач теории ползучести [9], в которых приходится учитывать резкое увеличение скорости процесса ползучести и повреждаемости в моменты, предшествующие разрушению.

#### Обсуждение результатов

На рис. 1 представлено сравнение результатов численных приближенных решений, полученных для задачи теплопроводности стержня из диоксида урана в точке x = l методом сеток (2) при  $\Delta t = 0.03$  с; n = 6 и методом полудискретизации (3), с точным аналитическим решением (1), полученным методом разделения переменных. Некоторое различие между значениями численных и аналитических решений на рис. 1 связано с тем, что представленные численные решения отвечают относительно небольшому числу *n* узлов пространственной сетки. За счет достаточно большого числа *п* узлов сетки можно получать численные приближенные решения задачи теплопроводности требуемой точности мало отличающиеся от точного аналитического решения (1), что подтверждено соответствующими расчетами. Однако увеличение числа *п* узлов пространственной сетки приводит к уменьшению шага  $\Delta x$  сетки и, как следствие соотношения (10) – к уменьшению шага  $\Delta t$  по времени в методе сеток (7)-(9). В виду малой теплопроводности диоксида урана приходится рассматривать температурные поля в течение времени, заметно большем шага  $\Delta t$ , получение которых будет приводить к значительным объемам вычислений и, как следствие - к накоплению вычислительных погрешностей. В то же время применение метода Мерсона для интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений, получаемых методом полу-дискретизации с начальными условиями

(11)–(13) относительно узловых значений температуры, позволяет автоматически выбирать шаг в процессе интегрирования по времени и за счет этого получать более точные решения, как показано на рис. 1.



Рис. 1 – Решения задачи теплопроводности стержня из диоксида урана в точке *x* = *l*, полученные разными методами:

1 – аналитическое решение методом разделения переменных; 2 – решение классическим методом сеток; 3 – решение методом полу-дискретизации с интегрированием по времени методом Мерсона

Преимущества метода полудискретизации и метода Мерсона (11)-(13) проявляются более ярко при получении приближенных решений, отвечающих моментам времени  $t >> \Delta t$ , что требует большего числа шагов в классическом методе сеток (7)-(9), особенно при большом числе узлов пространственной сетки, необходимом для получения решения с требуемой высокой точностью. Действительно, как показывают результаты расчетов, представленные на рис. 1, где маркеры отвечают значению температуры в точке x = l на шагах интегрирования по времени, интегрирование дифференциальных уравнений (11)-(13) методом Мерсона позволяет получить более точное приближенное решение за меньшее число шагов, чем классический метод сеток.

#### Выводы

Исследования показали, что метод полудискретизации с пространственными сетками и интегрированием по времени с автоматическим шагом интегрирования представляет более эффективный, чем классический метод сеток, подход к решению задач теплопроводности для исследования температурного состояния в керамическом ядерном топливе. За счет автоматического выбора шага интегрирования по времени обеспечивается более высокая точность получаемых решений, а также возможность получения приближенного решения за меньшее число шагов. Эти преимущества особенно важны при исследовании температурного состояния керамического ядерного топлива, имеющего очень низкую теплопроводность. В дальнейших исследованиях температурного состо-
яния керамического ядерного топлива предполагается использовать метод полу-дискретизации с интегрированием по времени методом Мерсона. При этом планируется рассмотреть более сложные математические формулировки задачи теплопроводности керамического ядерного топлива, в которых предполагается учитывать цилиндрическую форму топливных таблеток, температурные зависимости теплофизических характеристик керамического ядерного топлива. Также предполагается рассмотреть более сложные граничные условия в задачах теплопроводности керамического ядерного топлива, учитывающие наличие газового наполнителя, разделяющего топливо и оболочку твэла, а также влияние на температурное состояние топлива процессов теплопроводности оболочки твэла и теплообмена на ее границе с движущимся теплоносителем.

#### Список литературы

- Terrani, K., Balooch M., Carpenter D., Kohse G., Keiser D., IMeyer M., Olander D. Irradiation effects on thermal properties of LWR hydride fuel. *Journal of Nuclear Materials*. 2017. Vol. 486. pp. 381–390.
- Saadi, M. K., Bashiri B. Neutronic and thermal-hydraulic analysis of alternative ceramic fuels in the next-generation of light water reactors. *Progress in Nuclear Energy*. 2016. Vol. 87. pp. 89–96.
- Liu R., Zhou W., Prudil A., Chan P. K. Multiphysics modeling of UO2-SiC composite fuel performance with enhanced thermal and mechanical properties. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 107. pp. 86–100.
- Somayajulu P. S., Ghosh P. S., Arya A., Vrinda Devi K. V., Dutta B. K. Thermal expansion and thermal conductivity of (Th,Pu)O2 mixed oxides: A molecular dynamics and experimental study. *Journal of Alloys and Compounds*. 2016. Vol. 664. pp. 291–303.
- Yang J. H., Kim D.-J., Kim K. S., Koo Y.-H. UO2–UN composites with enhanced uranium density and thermal conductivity, Journal of Nuclear Materials. 2015. Vol. 465. pp. 509–515.
- Tritt Terry (Ed.) Thermal conductivity: theory, properties, and applications. New York: Kluwer Academic / Plenum Publishers, 2004. 290 p.

- Fletcher C. A. J. Computational techniques for fluid dynamics 1 Fundamental and General Techniques. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 1988, 1991. 404 p.
- Hoffman J. D., Frankel S. Numerical Methods for Engineers and Scientists. New York-Basel: Marcel Dekker, Inc., 2001. 825 p.
- Morachkovskii O. K., Romashov Yu. V. Solving initialboundary-value creep problems. International Applied Mechanics. 2009. Vol. 45, No. 10. pp. 1061–1070.

#### **References (transliterated)**

- Terrani, K., Balooch, M., Carpenter, D., Kohse, G., Keiser, D., IMeyer, M. and Olander D. (2017), "Irradiation effects on thermal properties of LWR hydride fuel", *Journal of Nuclear Materials*, Vol. 486, pp. 381–390.
- Saadi, M. K. snd Bashiri, B. (2016), "Neutronic and thermalhydraulic analysis of alternative ceramic fuels in the nextgeneration of light water reactors", *Progress in Nuclear Energy*, Vol. 87, pp. 89–96.
- 3. Liu, R., Zhou, W., Prudil, A. and Chan, P. K. (2016), "Multiphysics modeling of UO2-SiC composite fuel performance with enhanced thermal and mechanical properties", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 107, pp. 86–100.
- Somayajulu, P. S., Ghosh, P. S., Arya, A., Vrinda Devi, K. V. and Dutta, B. K. (2016), "Thermal expansion and thermal conductivity of (Th,Pu)O2 mixed oxides: A molecular dynamics and experimental study", *Journal of Alloys and Compounds*, Vol. 664, pp. 291–303.
- Yang, J. H., Kim, D.-J., Kim, K. S. and Koo, Y.-H. (2015), "UO2–UN composites with enhanced uranium density and thermal conductivity", *Journal of Nuclear Materials*, Vol. 465, pp. 509-515.
- 6. Tritt T. (ed.) (2004), *Thermal conductivity: theory, properties, and applications*, Kluwer Academic New York.
- Fletcher, C. A. J. (1988, 1991), Computational techniques for fluid dynamics 1 Fundamental and General Techniques, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg.
- 8. Hoffman, J. D. and Frankel, S. (2001), *Numerical Methods for Engineers and Scientists*, Marcel Dekker Inc., New York-Basel.
- Morachkovskii, O. K. and Romashov, Yu. V. (2011), "Prediction of the corrosion cracking of structures under the conditions of high-temperature creep", *Materials Science*, Vol. 46, No. 5, pp. 613–618.

Поступила (received) 15.02.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Ефімов Олександр В'ячеславович (Ефимов Александр Вячеславович, Yefimov Aleksander)* – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри парогенераторобудування; м Харків, Україна; e-mail: avefim@kpi.kharkov.ua, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3300-7447, Scopus: Author ID: 7202040387.

**Ромашов Юрій Володимирович (Ромашов Юрий Владимирович, Romashov Yury)** – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри парогенераторобудування, Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна, професор кафедри прикладної математики; м Харків, Україна; e-mail: yu.v.romashov@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8376-3510.

*Есипенко Тетяна Олексіївна (Есипенко Татьяна Алексеевна, Yesypenko Tetyana)* – науковий співробітник кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; м Харків, Україна; e-mail: yestat@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-6513-2088.

**Чібісов Дмитро Олексійович (Чибисов Дмитрий Алексеевич, Chibisov Dmytro)** – магістр, аспірант кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; м Харків, Україна.

УДК 621.039.5

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

# АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ ЭНЕРГОБЛОКА АЭС НА ПРОТЕКАНИЕ ЗАПРОЕКТНОЙ АВАРИИ

Учитывая потенциальную возможность для энергоблоков АЭС Украины увеличения тепловой мощности реакторной установки до 104 % от проектного значения, которая реализована в ряде стран, с одной стороны и уроки, извлеченные из аварии на АЭС Фукусима-1 с другой, возникает необходимость в анализе влияние повышения тепловой мощности энергоблока АЭС на протекание тяжелой запроектной аварии. В данной статье представлены результаты оценки времени достижения открытия импульснопредохранительных клапанов компенсатора давления и максимального проектного предела по топливу (температура оболочки 1200 °C) для различных уровней мощности (до 104 % от проектного значения) при полном обесточивании энергоблока с отказом на запуск резервных дизель-генераторов. Обозначены основные допущения и подходы к моделированию тяжелой запроектной аварии при использовании расчетного интегрального одномерного кода RELAP5. Представлен сравнительный анализ протекания запроектной аварии реакторной установки на разных уровнях мощности.

Ключевые слова: атомная электростанция, паровая турбина, повышение тепловой мощности, запроектная авария, обесточивание, квазистационарный расчет, граничные условия, расчетная модель.

## *А. Г. НІКУЛЕНКОВ, О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Т. В. НІКУЛЕНКОВА* АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ ЕНЕРГОБЛОКУ АЕС НА ПЕРЕБІГ ЗАПРОЕКТНОЇ АВАРІЇ

Враховуючи потенційну можливість для енергоблоків АЕС України у збільшенні теплової потужності реакторної установки до 104 % від проектного значення, що реалізовано в ряді країн, з одного боку і аварію на АЕС Фукусіма-1 з іншого боку, виникає необхідність в аналізі впливу підвищення теплової потужності енергоблоку АЕС на перебіг важкої запроектної аварії. У даній статті представлені результати оцінки часу досягнення відкриття імпульсно-запобіжних клапанів компенсатора тиску і максимальної проектної межі по паливу (температура оболонки 1200 °C) для різних рівнів потужності (до 104 % від проектного значення) при повному знеструмленні енергоблоку з відмовою на запуск резервних дизель-генераторів. Окреслено основні допущення і підходи до моделювання важкої запроектної аварії при використанні розрахункового інтегрального одновимірного коду RELAP5. Представлено порівняльний аналіз протікання запроектної аварії реакторної установки на різних рівнях потужності.

**Ключові слова**: атомна електростанція, парова турбіна, підвищення теплової потужності, запроектна аварія, знеструмлення, квазістаціонарний розрахунок, граничні умови, розрахункова модель.

# A. NIKULENKOV, O. CHERNOUSENKO, T. NIKULENKOVA ANALYZING THE INFLUENCE OF AN INCREASE IN THE THERMAL POWER OF ENERGY GENERATING UNIT AT THE NUCLEAR POWER PLANT ON THE BEHAVIOR OF BEYOND THE DESIGN BASIS ACCIDENT

Taking into consideration a potential opportunity for Ukrainian energy-generating units at the nuclear power plant to increase their thermal power up to 104 % of the design value that is available for many countries on the one hand and the lessons given by the accident at the nuclear power plant Fukushima-1 on the other hand we realize the need for the analyzing of the influence that an increase in the heat power of energy-generating unit at the NPP has on the behavior of grave beyond the design basis accident. This scientific paper gives the estimation data of the time required for the opening of pulse-safety valves of the pressure compensator and a maximum design safety limit for the fuel (the shell temperature of 1200 °C) for different power levels (up to 104 % of the design value) at a total de-energizing of the energy generating units in the case of the start-up failure of stand-by diesel generators. The main assumptions and approaches to the simulation of the grave beyond the design basis accident were defined using the design integral one-dimensional code RELAP5. A comparative analysis of the behavior of beyond the design basis accident of the reactor plant at different power levels has been given.

Key words: nuclear power plant, steam turbine, an increase in the heat power, beyond the design basis accident, de-energizing, quasistationary computation, boundary conditions and the computation mode.

### Введение

В настоящее время накоплен значительный опыт эксплуатации энергоблоков типа ВВЭР, значительно повысилась точность теплотехнических и нейтронно-физических расчетов, а также точность теплотехнических измерений. Таким образом, сложились объективные предпосылки для поиска и реализации резервов, заложенных в проектные основы энергоблоков ВВЭР с учетом выполнения требований [1, 2]. Применительно к ВВЭР-1000 показательным является пример Балаковской АЭС, энергоблоки которой уже несколько лет надежно и безопасно работают на мощности 104 % от проектной номинальной.

Для Украины реализация резервов увеличения мощности действующих энергоблоков АЭС является насущной задачей, решение которой позволит повысить объемы генерации электроэнергии без существенных затрат [3, 4].

Работа направлена на уточнение объемов и глубины обоснований в рамках анализа возможности повышения тепловой мощности на энергоблоках АЭС Украины с учетом уроков, извлеченных по результатам аварии на АЭС Фукусима-1.

© А. Г. Никуленков, О. Ю. Черноусенко, Т. В. Никуленкова, 2018

### Цель работы

Учитывая потенциальную возможность (для энергоблоков АЭС Украины) увеличения тепловой мощности реакторной установки до 104 % от проектного значения, которая реализована в ряде стран, а также потребность в дополнительной электрогенерации с одной стороны и уроки, извлеченные из аварии на АЭС Фукусима-1 с другой, в рамках данной работы ставится цель проанализировать влияние повышения тепловой мощности энергоблока АЭС на протекание тяжелой запроектной аварии.

#### Постановка задачи

С помощью расчетного интегрального одномерного кода RELAP5 (код разрешенный для использования при обосновании безопасности ядерной энергетической установки согласно [5]) необходимо выполнить следующие типы расчетов для различных предполагаемых уровней мощности реакторной установки:

- квазистационарная работа энергоблока;

протекание тяжелой запроектной аварии на энергоблоке.

Выполнение первого типа расчета позволит определить параметры реакторной установки на конец компании, оценить расход пара на турбоустановку (при тепловой мощности 100 % и ее повышении на 4 %, далее N = 100 % и N = 104 %).

Выполнение второго типа расчета позволит оценить время достижения *cliff-edge* эффектов (применительно к данной работе это время достижения открытия импульсно-предохранительных клапанов компенсатора давления (ИПУ КД) и максимального проектного предела по топливу (температура оболочки 1200 °С) для указанных уровней мощности при полном обесточивании энергоблока с отказом на запуск резервных дизельгенераторов.

#### Описание математической модели

Математическая модель сводится к решению системы дифференциальных уравнений с замыкающими условиями:

– дифференциальное уравнение сохранения массы;

 условие сохранения массы на межфазной границе;

– дифференциальное уравнение сохранения количества движения;

 условие сохранения количества движения на межфазной границе;

 – условие сохранения количества движения на межфазной границе;

– дифференциальное уравнение сохранения энергии;

 условия, что определяют удельную скорость межфазного массообмена в процессе фазовых переходов.

Поскольку в уравнения входит много величин, которые имеют статическую природу (форма, места подключений, параметры межфазного взаимодействия), то уравнения теплогидравлики усреднены по пространству и времени:

- усреднение по времени

$$\bar{f} = \frac{1}{\tau_0} \int_{\tau_0} f dt , \qquad (1)$$

где  $\tau_0$  – интервал времени, достаточно большой по сравнению с характерным временем флуктуаций параметров потока, но достаточно малый по сравнению с характерным временем изменения усредненных параметров нестационарного потока.

- усреднение по площади поперечного сечения

$$\langle f_k \rangle = \frac{1}{A_k} \int_{\overline{A_k}} f_k dA = \frac{1}{A\alpha_k} \int_A f_k \alpha_k dA,$$
 (2)

где  $\overline{A}_k$  — усредненная по времени часть общей площади поперечного сечения A трубы, занятая фазой k.

Таким образом  $\overline{A}_k = \overline{\alpha}_k A$ , где  $\overline{\alpha}_k$  – усредненное по времени истинное объемное содержание фазы k.

В качестве *начальных условий* задаются: поле давления, поле температур для фазы, поле скоростей для фазы, содержание неконденсируемых газов.

*Граничные условия* сводятся к заданию геометрической формы данной области и условий движения теплоносителя и теплообмена на ее границах.

Граничные условия, определяющие процесс теплообмена между теплоносителем и стенкой, задаются как граничные условия первого рода (заданная температура стенки), второго рода (заданный тепловой поток на стенке) и третьего рода (конвективные граничные условия).

## Описание расчетной модели в среде кода RELAP5

Расчетная модель типового энергоблока ВВЭР-1000 включает данные по:

 – гидродинамическим элементам модели, для которых приведены значения площади проходного сечения/объема, длины, вертикальной ориентации, гидравлического диаметра, коэффициентов местного сопротивления и др.;

 тепловым структурам модели, для которых приведены значения толщины стенки, характерной длины, внутреннего и наружного диаметра, теплофизических свойств материалов, источников тепла и др.;

 нейтронной кинетике модели, параметры которой определяют данные по облучению/выгоранию топлива, начальной реактивности, группам запаздывающих нейтронов, характеристикам реактивности и др.;

 – управляющим системам, которые включают данные по управлению моделируемым оборудованием, данные для установления взаимосвязи между различными управляющими системами и контролируемыми гидродинамическими компонентами и/или тепловыми структурами, характеристики контролируемого оборудования.

## Квазистационарный расчет для различных уровней мощности

Расчет мощности и распределения энерговыделения в активной зоне выполняется с использованием точечной модели кинетики реактора. Тепловая мощность реактора складывается из мощности цепной реакции деления, которая рассчитывается с помощью уравнений точечной кинетики и мощности остаточного энерговыделения, для расчета которого используется стандарт ANSI/ANS-5.1-1979.

В табл. 1 представлены рассчитанные параметры при квазистационарном состоянии ядерной энергетической установки на конец компании.

Как показали расчеты, повышение уровня мощности до 104 %  $N_{\rm HOM}$  приводит к изменению теплогидравлических характеристик реакторной установки. Среди основных таких характеристик можно выделить: температуру оболочки твэл – возросла на 3,2 °C, подогрев теплоносителя – увеличился на 1,2 °C, расход пара на турбину – увеличился на  $\approx 300$  т/ч. Следовательно, увеличение расхода потребует, как минимум, модернизацию первой ступени цилиндра высокого давления турбоустановки в части изменения проходного сечения.

Таким образом, в рамках данного расчета:

а) определены параметры реакторной установки на конец компании (при N = 100 % и N = 104 %) для последующего инициирования и расчета запроектной аварии;

б) оценен расход пара на турбоустановку при повышенном уровне мощности (N = 104 %).

	Рассчитанная величина		
Параметр состоящия	При работе	При работе	
Параметр состояния	на мощности	на мощности	
	100 %	104 %	
Тепловая мощность реактора, МВт	3000	3120	
Давление на выходе реактора, кгс/см <sup>2</sup>	159,2	159,0	
Температура теплоносителя на входе в реактор, °С	289,4	290,6	
Температура теплоносителя на выходе из реактора, °С	319,5	321,9	
Подогрев теплоносителя в реакторе, °С	30,1	31,3	
Максимальная температура наружной поверхности оболочек твэл, °С	339,4	342,6	
Расход теплоносителя через реактор, м <sup>3</sup> /ч	84968	84927	
Уровень теплоносителя в КД, мм	8724	8941	
Давление в ГПК, кгс/см <sup>2</sup>	60,54	60.96	
Расход пара на турбоустановку, т/ч	5 839	6 138	

### Таблица 1 – Рассчитанные параметры состояния ядерной энергетической установки на конец компании

## Сравнительный анализ протекания запроектной аварии реакторной установки на разных уровнях мощности

По результатам дополнительной целевой переоценки безопасности энергоблоков АЭС Украины с учетом уроков, извлеченных из аварии на АЭС Фукусима-1 [6], оценено, что комбинации внешних экстремальных воздействий (таких как смерч, землетрясение и т.п.) могут привести к потере внешнего электроснабжения, включая полное обесточивания АЭС. А это в свою очередь приведет к неспособности отводить остаточные энерговыделения от активной зоны реактора к конечному поглотителю, а также неспособности активных систем безопасности выполнить свою функцию.

Таким образом, в рамках данной работы рассматривается исходное событие аварии «Расширенная потеря источников переменного тока» приводящее к запроектной аварии, связанной с обесточиванием всех секций нормального электроснабжения и отказом функции безопасности «Обеспечение надежного электроснабжения».

Начальные условия и основные допущения:

1) Начальные параметры модели, используемой для выполнения расчетного анализа выбранного исходного события, соответствуют параметрам энергоблока на конец топливной кампании. 2) Мощность остаточного энерговыделения определяется, исходя из стандарта ANSI/ANS-5.1-1979, т.е. предшествующего уровня мощности реакторной установки и времени, в течение которого происходило накопление продуктов деления. Так как количество продуктов деления пропорционально глубине выгорания топлива, то время их накопления можно определить по темпу выгорания.

3) В данном расчете:

 не учитывается время разрядки аккумуляторных батарей;

 не постулируются дополнительные отказы, связанные с заклиниванием ИПУ КД и БРУ-А (быстродействующая редукционная установка по сбросу пара в атмосферу);

 не моделируются действия персонала по инструкциям ликвидации аварий (в том числе и по подключению мобильных генераторов и насосных установок).

Результаты расчета тяжелой запроектной аварии.

Основные хронологические этапы развития анализируемого аварийного сценария приведены в табл. 2.

Графическая интерпретация основных результатов выполненных расчетов представлена на рис. 1–5.

Полное обесточивание энергоблока приводит к срабатыванию аварийной защиты, отключение систем нормальной эксплуатации: главных циркуляционных насосов (ГЦН), турбопитательных насосов (ТПН), трубчатых электронагревателей компенсатора давления (ТЭН КД), насосов системы подпитки-продувки первого контура. Через 0,3 секунды начинается движение органов регулиро-

вания системы управления и защиты (ОР СУЗ) по сигналу «аварийная защита» (АЗ). Мощность РУ начинает уменьшаться до уровня остаточного энерговыделения. После выбега ГЦН в первом контуре устанавливается естественная циркуляция теплоносителя.

По причине незакрытия арматуры слива запирающей воды главных циркуляционных насосов образовывается течь через уплотнения с начальным расходом 12,5 т/ч при номинальных параметрах.

Закрытие стопорных клапанов турбины приводит к резкому росту давления во втором контуре РУ. При повышении давления в паропроводах до 73 кгс/см<sup>2</sup> открываются быстродействующие редукционные установки по сбросу пара в атмосферу. Регуляторы БРУ-А не останавливаются в текущем положение после первых 3600 с, а работают до конца расчетного времени.

После достижения максимального значения больше 80 кгс/см<sup>2</sup>, вследствие работы обратных клапанов, давление в главном паровом коллекторе стабильно держится на уровне.

После срабатывания АЗ реактора температура оболочек твэл снижается до значения около 295 °C и далее постепенно растет по мере ухудшения теплоотвода через второй контур.

Из-за отсутствия подачи питательной воды начинается опорожнение ПГ, в следствии которого снижается эффективность теплоотвода. Это приводит к росту температуры в первом контуре и открытию ИПУ КД. С ростом температуры теплоносителя наблюдается рост давления первого контура вследствие температурного расширения теплоносителя.

Время, с			
N = 100 %	<i>N</i> = 104 %	Описание сооытия	
0	0	Произошла комбинация внешних исходных событий, которая привела к пол- ному обесточиванию с незапуском резервной дизельной электростанции. Срабатывание аварийной защиты. Отключение всех главных циркулирующих насосов (ГЦН), отключение турбопитательного насоса, закрытие стопорных клапанов турбогенератора, потеря подпитки первого контура. Начало истече- ния теплоносителя через слив запирающей воды ГЦН	
0,3	0,3	Начало введения стержней системы управления и защиты в активную зону	
4	3	Начало открытия БРУ-А1,2,3,4 по факту увеличения давления в паропроводах более 73 кгс/см <sup>2</sup>	
4365	4349	Начало периодической работы контрольного ПК КД. Снижение уровня тепло- носителя в корпусе реактора	
7960	7775	Опустошение парогенераторов (ПГ)	
12275	11860	Потеря уровня в реакторе	
12467	12035	Начало интенсивного разогрева активной зоны	
15732	15384	Достижение температуры оболочек твэл температуры 1200 °С	
16965	16609	Достижения критерия окончания расчета	

Таблица 2 – Описание основных хронологических этапов развития аварийного сценария



Рис. 1 – Температура оболочки твэл: *I* – при номинальной мощности (*N* = 100 %); *2* – при увеличенной мощности (*N* = 104 %); *3* – момент времени достижения максимального проектного предела по температуре оболочки твэл (при *N* = 100 %); *4* – момент времени достижения максимального проектного предела по температуре оболочки твэл (при *N* = 104 %)



Рис. 2 – у ровень в компенсаторе давления:
 1 – при номинальной мощности (N = 100 %); 2 – при увеличенной мощности (N = 104 %);
 3 – момент времени достижения максимального проектного предела по температуре оболочки твэл (при N = 100 %); 4 – момент времени достижения максимального проектного предела по температуре оболочки твэл (при N = 104 %)



Рис. 3 – Давление на выходе из реактора: *I* – при номинальной мощности (*N* = 100 %); *2* – при увеличенной мощности (*N* = 104 %); *3* – момент времени достижения максимального проектного предела по температуре оболочки твэл (при *N* = 100 %); *4* – момент времени достижения максимального проектного предела по температуре оболочки твэл (при *N* = 104 %)



Рис. 4 – Интегральный расход через ИПУ КД: *I* – при номинальной мощности (*N* = 100 %); *2* – при увеличенной мощности (*N* = 104 %); *3* – момент времени достижения максимального проектного предела по температуре оболочки твэл (при *N* = 100 %); *4* – момент времени достижения максимального проектного предела по температуре оболочки твэл (при *N* = 104 %)



Рис. 5 – Интегральный расход через уплотнения ГЦН: *I* – при номинальной мощности (N = 100 %); *2* – при увеличенной мощности (N = 104 %); *3* – момент времени достижения максимального проектного предела по температуре оболочки твэл (при N = 100 %); *4* – момент времени достижения максимального проектного предела по температуре оболочки твэл (при N = 104 %)

При достижении значения давления первого контура 185 кгс/см<sup>2</sup> на 4365 секунде аварии (при 104 % на 4349 с) происходит открытие контрольного ПК КД, а в дальнейшем – его периодическое срабатывание.

Начало интенсивного разогрева активной зоны начинается через 12467 секунд (при 104 % через 12035 с) после начала аварии после потери уровня в реакторе (достижении весового уровня 0 м происходит на 12275 с и 11860 с соответственно). Нарушение критерия приемлемости – повышение максимальной температуры наружной поверхности оболочек твэл до 1200 °С происходит через 15732 с (при 104 % через 15384 с) после начала аварии.

Как показал расчетный анализ, обесточивание всех секций нормального электроснабжения с отказом функции безопасности «Обеспечение электроснабжения» без дополнительных действий персонала приводит к нарушению критерия приемлемости – максимального проектного предела повреждения твэл.

Расчетным путем установлено, что минимальный промежуток времени от начала аварии до нарушения критерия приемлемости составляет примерно 4,37 часа (4,27 при N = 104 %).

### Выводы

Были выполнены расчеты и проведен анализ влияния повышения тепловой мощности энерго-

блока с ВВЭР-1000/В-320 на основные параметры РУ как при работе в квазистационарном состоянии на мощности так и при аварийном режиме.

В квазистационарном режиме работы энергоблока на 4-х ГЦН, как показали расчеты с принятыми допущениями, повышение уровня мощности до 104 % $N_{\rm HoM}$  приводит к изменению теплогидравлических характеристик РУ. Среди основных таких характеристик можно выделить: температуру оболочки твэл – возросла на 3,2 °С, подогрев теплоносителя – увеличился на 1,2 С, расход пара на турбину – увеличился на  $\approx$  300 т/ч. Увеличение расхода потребует, как минимум, модернизацию первой ступени цилиндра высокого давления турбоустановки в части изменения проходного сечения.

В качестве аварийного режима для исследования поведения параметров РУ в переходном процессе при разных начальных уровнях мощности и определения отличий в хронологии по основным реперным точкам, рассматривалась запроектная авария, связанная с обесточиванием всех секций нормального электроснабжения и отказом функции безопасности «Обеспечение надежного электроснабжения». При возникновении такой аварии (полное длительное обесточивание энергоблока, не запуск РДЭС) функции отвода остаточных тепловыделений к конечному поглотителю не выполняются, что в дальнейшем приводит к разогреву активной зоны, потере теплоносителя первого контура, оголению и повреждению топлива.

Согласно расчетному анализу, в результате аварии при работе РУ на изначально повышенном уровне мощности по сравнению с  $100 \% N_{\rm HoM}$  наблюдается опережение во времени достижения контролируемых параметров: периодическое открытие ИПУ КД наступило ранее на 16 с, парогенераторы опустошились быстрее на 185 с, потеря уровня теплоносителя в реакторе произошла раньше на 415 с. Кроме того, отсутствие действий оперативного персонала, приводит к тяжелому повреждению активной зоны с превышением максимального проектного предела повреждения твэл, которое наступает ранее на 348 с, чем при начальной проектной мощности.

Учитывая вышеизложенное, при выполнении обоснований возможности повышения мощности на АЭС Украины, особое внимание при пересмотре противоаварийной документации необходимо уделить анализу чувствительности располагаемого времени, необходимого для успешных восстановительных действий при запроектных аварий, с целью недопущения перетекания запроектной аварии в тяжелую фазу. Также следует отметить, что при продлении срока эксплуатации энергоблоков АЭС следует учитывать возможное повышение мощности, а также переход на новое топливо компании Westinghouse (TBC-WR), при этом следует руководствоваться международным опытом.

#### Список литературы

- НП 306.2.141-2008 Загальні положення безпеки атомних станцій.
- НП 306.2.106-2005 Вимоги до проведення модифікацій ядерних установок та порядку оцінки їх безпеки.
- Черноусенко О. Ю., Нікуленкова Т. В., Нікуленков А. Г. Аналіз можливості підвищення теплової потужності енергоблоків атомних електростанцій (Частина 1). Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 10(1232). С. 6–

12. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.01.

- Черноусенко О. Ю., Нікуленкова Т. В., Нікуленков А. Г. Аналіз можливості підвищення теплової потужності енергоблоків атомних електростанцій (Частина 2). Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2017. № 11(1233). . 29–36. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.04.
- СТП 0.41.076-2008 Порядок использования расчетных кодов для обоснования безопасности ядерных энергетических установок.
- ОЦПБ-0.41.002 Дополнительная целевая переоценка безопасности энергоблоков с учетом уроков, извлеченных из аварии на АЭС Фукусима-1.

#### **Bibliography (transliterated)**

- 1. NP 306.2.141-2008 Zagalni polozhennya bezpeki atomnikh stantsiy [General Safety Provisions for Nuclear Power Plants].
- NP 306.2.106-2005 Vimogi do provedennya modifikatsiy yadernikh ustanovok ta poryadku otsinki ikh bezpeki [Requirements for Modification of Nuclear Installations and Procedure for Safety Assessment].
- 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.
- Chernousenko, O. Yu., Nikulenkova, T. V. and Nikulenkov, A. H. (2017), "Analysis of the Opportunity for an Increase in the Thermal Power of Power Generating Units of Nuclear Power Plants (Part 2)", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 29–36, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.04.
- STP 0.41.076-2008 Poryadok ispolzovaniya raschetnykh kodov dlya obosnovaniya bezopasnosti yadernykh energeticheskikh ustanovok [Procedure for Using Calculation Codes In Safety Justification of Nuclear Energy Facilities].
- 6. OTsPB-0.41.002 Dopolnitelnaya tselevaya pereotsenka bezopasnosti energoblokov s uchetom urokov, izvlechennykh iz avarii na AES Fukusima-1 [Supplementary Targeted Safety Reassessment of Power Units with consideration of the Lessons Learned from Fukushima-1 NPP accident].

Поступила (received) 28.02.2018

### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Нікуленков Анатолій Геннадійович (Никуленков Анатолий Геннадьевич, Nikulenkov Anatolii)* – Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського», аспірант кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (063) 82–94–86; е-mail: ag.nikulenkov@gmail.com; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-4345-8575.

**Черноусенко Ольга Юріївна (Черноусенко Ольга Юрьевна, Chernousenko Olga)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського», завідувач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-1427-8068.

*Нікуленкова Тетяна Володимирівна (Никуленкова Татьяна Владимировна, Nikulenkova Tetiana)* – кандидат технічних наук, Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського», старший викладач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 375-54-44; e-mail: tetyana.nikulenkova@gmail.com; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1880-1124.

УДК 669.162.23

## В. В. ЮРКО, А. Н. ГАНЖА

# УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕКУПЕРАТИВНОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ ДЛЯ РАСШИРЕНИЯ ОБЛАСТИ ЕГО ПРИМЕНЕНИЯ ПРИ УСЛОВИИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗАПЫЛЕННОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Рассмотрены вопросы использования тепла дымовых газов для нагрева воздуха горения. Разработанная конструкция петлевого воздухонагревателя, позволяющая работать на запыленном греющем теплоносителе. Приведенная сравнительная характеристика схем движения теплоносителей и выбрана оптимальная конструкция, позволяющая продлить строк эффективной службы теплообменного аппарата. Предлагаемая конструкция петлевого воздухонагревателя дает возможность не только утилизировать вторичное тепло дымовых газов для нагрева воздуха горения, но и решить проблемы, связанные с эффективной работой воздухонагревателя на запыленном теплоносителе, улавливать ценную пыль технологических процессов.

Ключевые слова: петлевой воздухонагреватель, использование вторичного тепла, нагрев воздуха, запыленный теплоноситель, схема движения теплоносителей, газо-импульсная, магнитно-импульсная очистка.

## В. В. ЮРКО, А. М. ГАНЖА УДОСКОНАЛЕННЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО ПОВІТРОНАГРІВАЧА ДЛЯ РОЗШИРЕННЯ ОБЛАСТІ ЙОГО ЗАСТОСУВАННЯ ЗА УМОВИ ВИКОРИСТАННЯ ЗАПИЛЕНОГО ТЕПЛОНОСІЯ

Розглянуто питання використання тепла димових газів для нагріву повітря горіння. Розроблена конструкція петлевого повітронагрівача, що дозволяє працювати на запиленому теплоносії, який нагріває. Наведена порівняльна характеристика схем руху теплоносіїв і обрана оптимальна конструкція, що дозволяє продовжити строк ефективної служби теплообмінного апарату. Представлена конструкція петлевого повітронагрівача дає можливість не тільки утилізувати вторинне тепло димових газів для нагріву повітря горіння, але і вирішити проблеми, пов'язані з ефективною роботою повітронагрівача на запиленому теплоносії, вловлювати цінний пил технологічних процесів.

Ключові слова: петлевий повітронагрівач, використання вторинного тепла, нагрів повітря, запилений теплоносій, схема руху теплоносіїв, газо-імпульсне, магнітно-імпульсне очищення.

## V. YURKO, A. GANZHA IMPROVING RECUPERATIVE AIR HEATER TO ENLARGE ITS APPLICATION AREA PROVIDED THAT THE DUST-LADEN HEAT CARRIER IS USED

The aim of the work is the development of highly efficient heat exchange equipment with an optimal flow of heat transfer media for heating air with the smudged flue gases that are released during various technological processes. To achieve this goal, the following work was used in the work: calculation methods for studying heat transfer; physical modeling of heat transfer processes; methods of mathematical statistics; methods of the theory of similarity; mathematical modeling of heat exchange between flue gases and air through loop tubes using an object-oriented programming environment Borland C++ Builder. The obtained results show that, with the correct choice of the coolant flow pattern, it is possible to heat air up to 500 °C with a dusty coolant. The choice of the optimum design of the recuperator allows prolonging the period of effective operation. Advantage of the heater of the proposed design is the ability to carry out a stable heating of the combustion air, catching process dust, and prolong the effective operation of the air heater. The results of the solution of the tasks set in the work can be used to develop energy-saving complexes in the sphere of metallurgy and power engineering, for the development of energy-efficient complexes, highly efficient heat exchange equipment and systems for utilization of thermal secondary energy resources of high-temperature energy technological processes.

Keywords: loop air heater, use of secondary heat, air heating, dusty coolant, coolant flow chart, gas-pulse, magnetic-pulse cleaning.

#### Введение

Сейчас в мире выполнено значительное количество научно-технических работ, посвященных вопросу нагрева воздуха горения продуктами сгорания. Такое решение является наиболее эффективным методом использованием вторичного тепла при нагреве воздуха, поскольку возвращение с нагретым воздухом тепла в процесс уменьшает расход топлива, существенно повышает коэффициент его использования [1]. Для нагрева воздуха существуют многочисленные конструкции регенеративных воздухонагревателей и рекуператоров [2]. Применение их для нагрева воздуха дымовыми газами, которые не содержат пыли, освоено много лет назад. Проблемы возникают, когда дымовые газы являются продуктами ряда технологических процессов и производств связанных с термической переработкой материалов, сгорания пылеугольного топлива и др., в процессе которых образуется большое количество склонной к налипанию пыли. В числе таких производств вельц-процессы в цветной металлургии, термообработка бытовых и промышленных отходов [3, 4].

### Цель работы

Чтобы иметь возможность применять в энергетическом и металлургическом комплексах теплообменные аппараты, которые работали бы на

© В. В. Юрко, А. Н. Ганжа, 2018

запыленных теплоносителях, особенно когда пыль отлагается на поверхностях нагрева необходимо создать соответствующую конструкцию теплооб-менника.

При этом необходимо обратить внимание на важный фактор, который возникает на многих заводах цветной металлургии, специализирующихся на переработке и утилизации отходов металлургических производств. Они наталкиваются на проблему необходимости сбора технологической пыли содержащейся в дымовых газах. При вельцпроцессе переработки отходов цветной металлургии сталкиваются с необходимостью улавливания вельц-окиси, которая является ценным сырьем для последующего извлечения цветных металлов [6].

# Изложение основного материала

В качестве наиболее приемлемой конструкции для решения этих двух задач предлагается применять конструкцию петлевого воздухонагревателя с петлями из труб, позволяя проводить встряску для сбора пыли. Для снятия необходимого тепла из дымовых газов и сбора пыли количество блоков петель выбирается по расчету. В каждом блоке по ходу дыма устанавливаются *U*образные трубы, которые вваренные в трубные решетки в коридорной порядке по ходу теплоносителя [7, 8].

Исходя из многолетнего опыта расчетов тепловых балансов и условий работы наиболее распространенных жаростойких марок стали, петлевой воздухонагреватель позволяет греть воздух до 450 °C и охлаждать запыленные дымовые газы от температуры 800 до 130 °C [7, 8].

К задачам нагрева воздуха дымовыми газами и улавливанию ценной пыли можно добавить задачу по увеличению срока эффективной службы воздухонагревателя.

Проведено исследование схем движения теплоносителей в петлевом воздухонагревателе и обоснована наиболее приемлемая конструкция, которая обеспечивает высокую эффективность работы.

Расчет воздухонагревателя проводился на основе [9] и с помощью [10].

# Обсуждение результатов

На основе приведенного расчета получены параметры, которые дают возможность сравнить схемы движения теплоносителей в воздухонагревателе (рис. 1).

Полученное распределение температур стенок труб в воздухонагревателе позволяет опреде-

лить область возможного перегрева стенок труб. В результате возможно учесть температурный режим работы и продлить срок эффективной эксплуатации воздухонагревателя.

При противоточной схеме движения теплоносителей возможно достичь температуры нагрева воздуха до 400 °С и выше, однако температура стенок в первых блоках по ходу движения дымовых газов превышает предельную температуру эксплуатации углеродистой стали. Это приводит к необходимости выбора более жаростойкой стали.

Прямоточная схема устраняет необходимость в более жаростойкой стали, но температура нагрева воздуха будет существенно ниже, а температура теплоносителя на выходе выше допустимой для «сухой» газоочистки.

Комбинированная схема движения теплоносителей устраняет недостатки предыдущих схем. Нагрев воздуха до температуры 400–500 °С при перекрестно-прямоточном движении в воздухонагревателе существенно снижает использование жаростойких марок стали, но увеличивает общую металлоемкость воздухонагревателя.

Для решения задачи очистки и сбора пыли блоки петель воздухонагревателя оснащаются наиболее эффективными средствами очистки наружных поверхностей нагрева в виде системы магнитно-импульсной и газо-импульсной очистки. Системы очистки осуществляют сброс пыли из блоков, которая собирается в бункерах расположенных под ними.

Магнитно-импульсная установка имеет исполнительные механизмы, которые размещаются в соответствии со схемой воздухонагревателя. Силовой блок выполненный многоканальным и формирует мощные импульсы тока, при этом к каждому каналу могут подключаться несколько исполнительных механизмов. Исполнительный механизм состоит из индуктора и сталеалюминиевый плиты.

Силовой блок генерирует импульс тока в обмотку индуктора. В индукторе создается магнитное поле, которое индуцирует импульс тока в сталеалюминиевой плите, установленной с зазором по отношению к индуктора и жестко закрепленной на внешней стороне очищаемой поверхности. В результате взаимодействия импульсного тока в индукторе и плите они отталкиваются, и проводится бесконтактное импульсное механическое сотрясение на внешних поверхностях. Возникает локальная упругая деформация и в толще налипшего материала появляются напряжения смещения. При этом нарушается целостность слоя налипшего материала, разрушается адгезия материала к поверхности [11].



Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 13(1289) 2018

Для наиболее склонной к налипанию пыли вместе с магнитно-импульсной очисткой паралпредлагается использовать лельно И газоимпульсная. Принцип работы, которой заключается в воздействии на отложения, образующиеся на поверхностях теплообмена направленной ударной акустической волны, генерируемой за счет взрывного горения ограниченного объема газовоздушной смеси в импульсной камере. За счет выделения из нее продуктов сгорания происходит комплексное волновое и термогазодинамическое влияние на отложение теплообменных поверхностей.

Опыт эксплуатации систем газо-импульсной очистки показывает их высокую надежность и эффективность. Обе упомянутые системы очистки включаются автоматически по ходу дыма в зависимости от следующих импульсов:

 – снижение температуры нагрева воздуха ниже допустимого значения;

 увеличение сопротивления в блоках воздухонагревателя по ходу дыма выше допустимого;

– увеличение температуры дыма на выходе выше допустимого.

Такие системы очистки работают одновременно, обеспечивая постоянство температуры дыма перед газоочисткой.

Системы очистки осуществляют сотрясение из блоков рекуператора осевшей пыли, затем собирается в бункерах расположенных под ним.

Опыт эксплуатации систем газоимпульсной очистки показывает их высокую надежность и эффективность. Для примера возьмем Челябинский цинковый завод (ПАО «ЧЦЗ»), там на котле-утилизаторе после металлургической печи установлена газо-импульсная система очистки, которая хорошо выполняет свои функции. Магнитно-импульсная очистка функционирует на котлах-утилизаторах Среднеуральского медеплавильного завода (ОАО «СУМЗ»).

### Выводы

1. Разработана математическая модель передачи тепла от горячих, запыленных дымовых газов к холодному воздуху в петлевом воздухонагреватели.

2. Проведенный тепловой расчет охлаждения дымовых газов и нагрева воздуха, а также термоэкономический анализ схем движения теплоносителей в теплоутилизаторов и выбрана наиболее оптимальная схема для наиболее эффективного режима работы теплообменника.

3. Подобранная наиболее эффективная система очистки поверхностей нагрева от пыли, что позволяет с успехом применять такой воздухонагреватель на многих агрегатах для утилизации тепла запыленных продуктов горения и сбора ценной пыли. 4. Преимуществом воздухонагревателя предлагаемой конструкции является возможность осуществлять стабильный нагрев воздуха горения, улавливания технологического пыли, а также продление срока эффективной эксплуатации воздухонагревателя.

5. Результаты решения поставленных в работе задач могут быть использованы при разработке энергосберегающих комплексов в сфере металлургии, энергетики и энергосбережения для развития энергоэффективных комплексов, высокоэффективного теплообменного оборудования и систем утилизации тепловых вторичных энергоресурсов высокотемпературных энерготехнологических процессов.

6. Предложенная конструкция может быть использована в качестве газоохладителей перед сухой газоочисткой дуговых сталеплавильных и ферросплавных печей.

7. Направлением дальнейших исследований в данной области является оптимизация рекуперативного воздухонагреватель методом иерархического теплового расчета теплообменников.

### Список литературы

- Сезоненко Б. Д. Экономия топлива в промышленных печах при рекуперативном подогреве воздуха. Материалы республ. науч-техн. конф. Академии наук VCCP. Киев: Наукова думка, 1986. 151 с.
- Расчет воздухонагревателя металлургических печей : методические указания к НИР / под ред.. А.Д. Горбунов. Днепродзержинск: ДИИ, 1987. 56 с.
- 3. Пат. 118988 Україна, МПК С22В7/00, С22В19/38. Комплекс переробки сировини, що містить сполуки цинку та свинцю / Рижавський А. З., Сталінський Д. В., Зимогляд А. В., Юрко В. В. ; заявитель и патентообладатель ДП «Укр-НТЦ«Енергосталь». № u201700817 ; заявл. 30.01.17 ; 11.09.17, Бюл. № 17. 8 с. : ил.
- Заявка a201700815 Україна, МПК C22B7/00, C22B19/38. Комплекс переробки сировини, що містить сполуки цинку та свинцю / Рижавський А. З., Сталінський Д. В., Зимогляд А. В., Юрко В. В. ; заявитель и патентообладатель ДП «УкрНТЦ«Енергосталь». № a201700817 ; заявл. 30.01.17.
- Лемлех И. М., Гордин В. А. Высокотемпературный нагрев воздуха в черной металлургии. Москва: Металлургиздат, 1963. 350 с.
- 6. Металлические трубчатые петлевые рекуператоры [Электронный ресурс]. Электронные данные. Режим доступа : http://kerammash.ua/rus/index.htm. Название с экрана. Дата обращения 22.01.2018.
- Юрко В. В. Створення повітронагрівача для утилізації тепла продуктів горіння вельц-процесу. Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережения, окружающей природной среды : сб. науч. тр. VI Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых и специалистов, 22–23 марта 2017 г., г. Харьков. – Харьков: ГП «УкрНТЦ «Энергосталь», 2017. – С. 90–93.
- Юрко В. В. Створення рекуперативного петлевого повітронагрівача для розширення області застосування за умови запиленого гріючого теплоносія. Гуманітарні, природничі та точні науки як фундамент суспільного розвитку : матеріали IV Всеукраїнської наук.-практ. конф., 26–27 січня 2018 р., м. Харків. Харьков, 2017. С. 60–65.
- 9. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). Изд. 3-е, перераб. и доп. СПб.: НПО ЦКТИ, 1998. 256 с.

- Разработка и внедрение методики расчета оптимальных параметров газоотводящего тракта за нагревательными печами: отчет о НИР. Под ред. С. М. Андоньева. Харьков: ВНИПИЧЕРМЕТЭНЕРГООЧИСТКА, 1973. 183 с.
- Погребняк А. П., Воеводин С. И., Кокорев В. Л., Кокорев А. Л. Опыт внедрения газо-импульсной очистки на энерготехнологических котлах и котлах промышленной и коммунальной энергетики. *Новости теплоснабжения*. 2007. № 9(85). С. 13–21.

#### **References (transliterated)**

- Sezonenko, B. D. (1986), Ekonomiya pal'noho v promyslovykh pechakh pry rekuperatyvnomu pidihrivi povitrya [Fuel economy in industrial furnaces with recuperative air heating], Naukova dumka [Scientific thought], 151 p.
- Gorbunov, A. D. (1987), Raschet vozdukhonagrevatelya metallurgicheskikh pechey [Calculation of the heater of metallurgical furnaces], Dniprovs'kyy derzhavnyy tekhnichnyy universytet, Dneprodzerzhinsk, Ukraine, 56 p.
- Rizhavs'kiy A. Z., Stalíns'kiy D. V., Zimoglyad A. V., Yurko V. V. (2017), "Kompleks pererobki sirovini, shcho místit' spoluki tsinku ta svintsyu [Complex for processing raw materials containing zinc and lead compounds]", *patent SE "UkrSNC* "Energostal", Kharkiv, Ukraine, 8 p.
- Rizhavs'kiy A. Z., Stalíns'kiy D. V., Zimoglyad A. V., Yurko V. V. (2017), "Kompleks pererobki sirovini, shcho místit' spoluki tsinku ta svintsyu [Complex for processing raw materials containing zinc and lead compounds]", *application for utility model SE "UkrSNC "Energostal"*, Kharkiv, Ukraine.
- Lemlekh I. M., Gordin V. A. (1963), Vysokotemperaturnyy nagrev vozdukha v chernoy metallurgii [High-temperature heating of air in ferrous metallurgy], Metallurgizdat, Moscow, Russia, 350 p.
- Metallicheskiye trubchatyye petlevyye rekuperatory [Metal tubular loop recuperators], available at: http://kerammash.ua/rus/index.htm.

- Yurko V. V. (2017), "Stvorennya povítronagrívacha dlya utilízatsií tepla produktív gorínnya vel'ts-protsesu [Creation of an air heater for utilization of heat of combustion products of velts process]", *Report of VI Inter conf. "Innovative ways of modernization of basic industries, energy and resource saving,* environment environment" 22–23 March SE "UkrSNC "Energostal", Kharkiv, Ukraine, pp. 90–93.
- Yurko V. V. (2017), "Stvorennya rekuperatyvnoho petlevoho povitronahrivacha dlya rozshyrennya sfery zastosuvannya za umovy zapylenoho hriyuchoho teplonosiya [Creation of a recuperative loop air heater to expand the scope of application of a dusty heating fluid]", *Report of IV Inter conf. "Humanities, natural sciences and exact sciences as the foundation of social development" 26–27 January*, Kharkiv, Ukraine, pp. 60–65.
- 9. (1998), *Teplovyy rozrakhunok kotliv (normatyvnyy metod)* [Thermal calculation of boilers (normative method)], St. Petersburg, Russia, 256 p.
- 10. Andon'yev S. M. (1973), "Razrabotka i vnedreniye metodiki rascheta optimal'nykh parametrov gazootvodyashchego trakta za nagrevatel'nymi pechami [Development and introduction of the methodology for calculating the optimal parameters of the gas removal duct behind the heating furnaces]", Research work: i vnedreniye metodiki rascheta optimal'nykh parametrov gazootvodyashchego trakta za nagrevatel'nymi pechami, SE "UkrSNC "Energostal", Kharkiv, Ukraine, 183 p.
- Pogrebnyak A. P., Voyevodin S. I., Kokorev V. L., Kokorev A. L. (2007), "Opyt vnedreniya gazo-impul'snoy ochistki na energotekhnologicheskikh kotlakh i kotlakh promyshlennoy i kommunal'noy energetiki" [The experience of introducing gasimpulse cleaning on energy-engineering boilers and boilers of industrial and municipal energy], Heating news, No. 9(85), pp. 13–21.

Поступила (received) 26.02.2018

### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Юрко Володимир Володимирович (Юрко Владимир Владимирович, Vladimir Yurko)* – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій; м Харків, Україна; e-mail: yurkovladymyr@ukr.net.

*Ганжа Антон Миколайович (Ганжа Антон Николаевич, Ganzha Anton)* – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м Харків, Україна; e-mail: ganzha\_371@ukr.net, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3967-2421.

УДК 621.91.681

### doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.09

# В. Л. КАВЕРЦЕВ, В. О. ДЯГІЛЄВ, Т. О. ЄСИПЕНКО

## УДОСКОНАЛЕННЯ МОДЕЛІ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНОГО РОЗРАХУНКУ МУЛЬТІПАЛИВНОГО КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТУ

Метою даної статті є створення напряму до розробки комплексної програми розрахунку мультіпаливних котельних агрегатів. У статті пропонується вдосконалення моделі теплогідравлічного розрахунку мультіпаливного котла. Представлений варіант логічної блок-схеми теплового розрахунку мультипаливного котельного агрегату з урахуванням його системи сепарації. Цю блок-схему можна буде використовувати для розробки варіантів конструкцій мультипаливних котельних агрегатів за допомогою програмних комплексів в комп'ютерному середовищі. Розроблені рішення можуть бути застосовані при розробці перспективних конструкцій мультипаливних котельних агрегатів, здатних працювати в широкому діапазоні експлуатаційних навантажень.

Ключові слова: енергетика, котельний агрегат, розрахунок, математична модель, сепарація, температурний напір.

# В. Л. КАВЕРЦЕВ, В. А. ДЯГИЛЕВ, Т. А. ЕСИПЕНКО УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МОДЕЛИ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА МУЛЬТИТОПЛИВНОГО КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Целью данной статьи является усовершенствование модели теплогидравлического расчета мультитопливного котельного агрегата. Представлен вариант логической блок-схемы теплового расчета мультитопливного котельного агрегата с учетом его системы сепарации. Эту блок-схему можно будет использовать для разработки вариантов конструкций мультитопливных котельных агрегатов при помощи программных комплексов в компьютерной среде. Разработанные решения могут быть применены при разработке перспективных конструкций мультитопливных котельных агрегатов, способных работать в широком диапазоне эксплуатационных нагрузок.

Ключевые слова: энергетика, мультитопливный котельный агрегат, модель теплогидравлического расчета, сепарация, температурный напор.

## *V. KAVERTSEV, V. DYAHILIEV, T. ESIPENKO* IMPROVING THE MODEL OF THERMOHYDRAULIC DESIGN OF MULTIFUEL BOILER AGGREGATE

The purpose of this research was to demonstrate that an efficient use of the fuel and power resources provides a stable energy supply for the State. Attention is paid the fact that the metallurgy industry sector being the principal consumer of power resources faces the situations of irrational fuel use. The speech is mainly about series gas-&-heavy oil boiler aggregates designed for the firing of natural gas and heavy oil only. The design of multifuel boiler aggregates that can work on two and more types of fuel and the modernization and reconstruction of already available boilers of this type presuppose the solution of complicated engineering problems in the form of different computations done to determine optimal characteristics of the boiler equipment. This scientific paper suggests the improved heat–hydraulic computation method to do computations required for the construction of new boiler aggregates that operate on different types of organic fuels. A mathematical model for the computation of separation in the boiler aggregate was developed to simplify computations. It is stated in the conclusions that the algorithm and the logic flowchart of the model enable the computation of the entire variety of the elements and circuit designs for the multifuel boiler.

Key words: power engineering, boiler aggregate, computation, mathematical model, separation and the temperature head.

### Вступ

На даний час, питання що до проблеми ефективного використання та споживання паливноенергетичних ресурсів в промисловості України є дуже актуальним. Зараз, у цьому напрямку, ведеться активний пошук технічних рішень, які можуть знизити собівартість теплової та електричної енергії. Вирішення проблем енергоємності виробництва та енергозабезпечення вітчизняного споживача є найважливішими умовами економічного розвитку та енергетичної безпеки країни.

Напрямок відновлення енергетичного і промислового потенціалу країни повинен займати визначальне місце в державній програмі підвищення енергоефективності. Тут, в першу чергу треба вирішувати питання, що до зменшення обсягів споживання країною природного газу. Тому, як один з найбільш реальних варіантів використання існуючих вітчизняних паливно-енергетичних ресурсів пропонується побудова нових мультіпаливних котельних агрегатів.

При проектуванні, досліджені і налагодження котельних агрегатів в останні роки все ширше і частіше використовуються інструменти моделювання, засноване на фізичних законах, які описують досліджувані процеси. Будь-які рівні моделювання конструкцій мультіпаливних котельних агрегатів відноситься до класу важких завдань, з огляду на складність їх виробництва, і, як наслідок, при алгоритмізації такого виду завдань виникають певні труднощі.

### Мета роботи

Роботи з проектування мультіпаливних котельних агрегатів, а також з модернізації і реконструкції вже існуючих котельних установок, перед-

© В. Л. Каверцев, В. О. Дягілев, Т. О. Єсипенко, 2018

бачають вирішення складних технічних завдань. Це можна уявити у вигляді виконання різних розрахунків для визначення оптимальних технічних характеристик мультіпаливних котлів. Ці технічні завдання можуть бути вирішені на основі широкого використання сучасної обчислювальної техніки, систем і методів автоматизованого проектування. Тому, метою даної роботи є створення варіанту оптимальної моделі теплогідравлічного розрахунку мультіпаливного котельного агрегату з урахуванням усіх його систем. У даному випадку з урахуванням його сепараційної системи. В кінцевому рахунку, створений оптимальний алгоритм і логіко-структурна схема моделі розрахунку мультіпаливного котла дозволить ефективно розробляти велике різноманіття варіантів конструкцій і схемних рішень в умовах сучасного проектування й виготовлення.

## Викладення основного матеріалу

Заміна використання природного газу на більш доступні види палива є актуальним завданням вітчизняної енергетиці. Серед варіантів заміни природного газу вже використовується в значному обсязі вторинні енергетичні ресурси (ВЕР), біомаси та інше. Також є доцільним впровадження технологій спалювання природного газу спільно з іншими видами газів або повна його заміна веде за собою пряме скорочення обсягів газу, що споживаються підприємством. Це зменшує витрати на енергоносії та знижує собівартість продукції. Такі технології вже застосовуються в мультіпаливних котлах, здатних спалювати різні види палива, як окремо, так і спільно [1].

В Україні знаходиться в експлуатації немала кількість котельних агрегатів, що працюють на природному газі і в той же час знаходяться на території коксохімічних або металургійних підприємств, де досить багато виробляється коксового або доменного газів, якого в достатній кількості, щоб використовувати в якості палива. Мова йдеться про серійні газо-мазутні котельні агрегати, які спочатку були розраховані на спалювання тільки цих двох видів палива. Тому доцільним є використання коксових, доменних, та інших газів, які виробляються підприємствами, в якості палива для котельних агрегатів, встановлених на місцевих ТЕЦ. Однак, перехід на більш широкий спектр використання палив в котлі можливо здійснити в рамках реконструкції підприємства, або окремої котельні. Відомо, що для цього розроблюються техніко-економічні обґрунтування, результати яких дають відповідь про доцільність проведення, наприклад, реконструкції котельного агрегату. Тут враховується велика кількість основних показників. До них відносяться витрати на паливо, витрати на експлуатацію, вартість робіт і т.п. Крім того, якщо мова йде про спалювання декількох палив, або їх суміші, необхідно визначити найбільш економічний режим роботи. З урахуванням цього визначається термін окупності проекту.

Вартість робіт багато в чому залежить від обсягу реконструкції котельного агрегату. Як показує практика, більшу частину робіт, пов'язаних з переведенням на інше паливо становлять роботи з нижньої частини топки, де можливо будуть встановлені нові пальники і здійснена замінена профілю піду котла. Що стосується інших поверхонь нагріву, розташованих по ходу газів (продуктів згоряння палива), то вони можуть конструктивно залишитися тими ж, якщо їх технічний стан і термін служби дозволяють їх подальшу експлуатацію. Загалом, схема пароводяного тракту може залишитися, практично, без змін, однак остаточні кордони реконструкції можна буде визначити лише за результатами конструкторських розрахунків. Це, перш за все, стосується теплогідравлічних розрахунків котла.

В даний час розроблено досить багато версій моделей і програм теплових розрахунків котлів різних типорозмірів [2–5]. Ці моделі і програми мають різне функціональне призначення: деякі з них призначені для проведення конструктивних розрахунків, інші – для виконання перевірочних або оптимізаційних, діагностичних розрахунків і досліджень.

У даній статті наведено варіант алгоритму і логіко-структурної схеми моделі теплогідравлічного розрахунку котла, яка враховує все різноманіття елементів і схемних рішень, що застосовуються для мультіпаливних котельних установок.

Алгоритм розрахунку включає в себе чотири ієрархічних рівня:

1-й рівень – керуюча програма;

2-й рівень – програми розрахунку теплового балансу котлів;

3-й рівень – програми розрахунку основних конструктивних елементів;

4-й рівень:

 а) програми розрахунку термодинамічних і теплофізичних параметрів теплоносіїв і робочих середовищ (води, пари, повітря і димових газів);

б) програма розрахунку коефіцієнтів теплопередачі для різних теплообмінних поверхонь;

 в) програма розрахунку температурного напору для випадків прямотоку теплоносіїв, противотоку, послідовно-змішаного паралельнозмішаного і перехресного струменів.

Вихідною інформацією для розрахунків параметрів нагрівальних, випарних поверхонь є їх геометричні характеристики: діаметр труб і їх товщина; кроки труб; тип пучка – коридорний або шаховий. Крім того, в якості вихідної інформації використовуються коефіцієнти використання і теплової ефективності, а також характер взаємного руху потоків теплоносіїв і робочих тіл.



Рис. 1 – Логічна блок схема теплового розрахунку мультіпаливного котельного агрегату

Вихідною інформацією для теплового розрахунку мультіпаливного котла є: значення витрати палива, паропродуктивності, обсягу і температури продуктів згоряння на вході в котел, температури газів, що відходять, температури і тиск перегрітої (насиченої) пари, температури і тиск живильної води, склад димових газів, відсоток продувки, наявність, тип та теплосприйняття пароохолоджувача.

Логічна блок-схема моделі теплового розрахунку мультіпаливного котельного агрегату представлена на рис. 1.

Для виконання теплових розрахунків котла в комп'ютерному середовищі в процесі розробки його конструкції, а також визначення експлуатаційних характеристик його роботи доцільно використання математичної моделі. При побудові математичної моделі складного об'єкта, яким є котел, не вдається отримати функції, що зв'язують безпосередньо вхідні та вихідні параметри. Для цього необхідно розділити котел на окремі технологічні складові. Потім будується модель у вигляді сукупності окремих ділянок, які з'єднуються відповідно до структурної схемою котла. Елементи котла є об'єктами з зосередженими та розподільними параметрами, передаточної функції яких визначаються на основі диференціальних рівнянь, наведених нижче. При складанні таких диференціальних виражень зазвичай виходять з рівнянь матеріального і теплового балансів, з цього випливає, що зміна маси речовини в замкнутому просторі в одиницю часу одно алгебраїчній сумі вхідних і вихідних матеріальних потоків [6–7]:

$$\sum_{i=1}^{j=k} D_i - \sum_{j=1}^{j=r} D_j = \frac{dG}{d\tau},$$
(1)

де  $D_i$  (*i* = 1, 2, ...*k*) – масова витрата вхідного *i*-го потоку;

 $D_j$  (j = 1, 2, ...r) – масова витрата вихідного *r*-го потоку;

*G* – маса речовини в даному обсязі;

Аналогічно зміна ентальпії певної речовини в одиницю часу:

$$\sum_{i=1}^{i=k} Q_i = \sum_{j=1}^{j=r} Q_j = \frac{dH}{d\tau},$$
 (2)

де  $Q_i$  (*i* = 1, 2, ..., *k*) – вхідний потік теплоти;

 $Q_{j}$  (*j* = 1, 2, ...*r*) – вихідний потік теплоти;

Н-ентальпія речовини.

При аналітичному дослідженні зазвичай потік середовища приймається одновимірним і з постійними фізичними параметрами по перетину труби. Зміною кінетичної і потенційної енергії середовища можна знехтувати, оскільки ці величини малі в порівнянні зі зміною теплоти. Тоді основні рівняння для робочого середовища будуть такими:

– рівняння енергії

$$F\rho\omega\frac{\partial h}{\partial y} + F\rho\frac{\partial H}{\partial \tau} = q_2; \qquad (3)$$

- рівняння цілісності

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial y} + \frac{\partial \rho}{\partial \tau} = 0 ; \qquad (4)$$

– рівняння руху

$$\frac{\partial p}{\partial y} + \omega \rho \frac{\partial \omega}{\partial y} + \rho \frac{\xi \omega^2}{d^2} \rho + k \rho g = 0; \qquad (5)$$

– рівняння стану

$$h = f_i(\theta, p), \quad \rho = f_p(\theta, p), \quad (6)$$

де *F* – площа поперечного перерізу потоку середовища;

р – щільність середовища;

ω – швидкість середовища;

*h* – ентальпія середовища;

*q*<sub>2</sub> – тепловий потік через внутрішню поверхню одиниці довжини ділянки;

p – тиск середовища;

*g* – *п*рискорення вільного падіння;

 $\xi$  – коефіцієнт тертя;

k – коефіцієнт нахилу труби;

*d*<sub>2</sub> – внутрішній діаметр труби.

При нестаціонарному теплообміні рівняння доповнюють граничними умовами, визначеними конкретними умовами роботи даної ділянки. Передаточні функції отримують шляхом вирішення наведених рівнянь в області зображень Лапласа після переходу до відхилень змінних і лінеаризації рівнянь. При вирішенні рівнянь зазвичай приймають такі спрощення: тепловий потік постійний по довжині труб; зміна витрати і тиску середовища відбувається одночасно по всій довжині труб; коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$  приймають середнім по довжині і залежних від витрати середовища:  $\alpha_2 = f(G)$  теплоємність середовища приймають постійною і дорівнює середньому значенню по довжині труб.

Доцільним, для отримання більш точного результату, буде використання перевірочних програм, як для окремих конструктивних елементів котла, так і для окремих показників.

Наприклад, окремо, такий важливий показник, як температурний напір поверхні нагрівання, можна уявити, як:

$$dt = f(t', t'', \vartheta', \vartheta''), \tag{7}$$

де  $t', t'', \vartheta', \vartheta''$  – температури, відповідно, на вході і на виході робочого тіла, і продуктів спалювання в поверхні нагрівання.

Фрагмент елементарної розрахункової програми температурного напору (на мові *Fortran*) може виглядати наступним чином див. табл. 1.

Таблиця 1 – Фрагмент програми для розрахунку температурного напору

F F F J J F F JF F F FJ
PROGRAM TN1
REAL T1,T2,TH1,TH2,DTB,DTM,DT
300 PRINT 100,'T1'
100 FORMAT(1X,A3,'='\)
READ*,T1
PRINT 100, 'T2'
READ*,T2
PRINT 100, 'TH1'
READ*,TH1
PRINT 100, 'TH2'
READ*,TH2
DTB=TH1-T2
DTM=TH2-T1
IF (DTB.LE.DTM) THEN
PRINT *, 'ERROR: DTB<=DTM'
GO TO 300
END IF
DT=(DTB-DTM)/LOG(DTB/DTM)
PRINT *,'RESULTS:'
PRINT 200, 'DTB', DTB
PRINT 200, 'DTM', DTM
200 FORMAT(1X,A3,'=',F7.2)
PRINT 200,'DT',DT
END

Для розробки комплексної моделі розрахунку мультіпаливного котельного агрегату в даному випадку пропонується дотриматися критеріальної оціни. Тобто, цей засіб треба використовувати на усіх етапах розрахунку конструктивних елементів мультіпаливного котла (розрахунок топковопальникового пристрою, розрахунок поверхонь нагріву та інше).

*Наприклад*. Розрахунок оптимальної конструкції топки котла оцінюється за даним критерієм:

$$\left| f\left( \vartheta_{\mathrm{T}}^{\prime\prime} \right) - \vartheta_{\mathrm{T}}^{\prime\prime} \right| \leq 100 \ ^{\circ}\mathrm{C}, \tag{8}$$

де 9<sup>"</sup><sub>т</sub> – показник температури продуктів спалення на виході з топки.

Модель за допомогою якої можна оцінити працездатність поверхонь нагрівання котла в першому приближенні може виглядати так:

$$\frac{\phi(I'-I'')}{k(I',I'',i',i'')H\Delta t(I',I'',i',i'')} \le 0,02 , \qquad (9)$$

де *I'*, *I"* – показники ентальпії продуктів спалювання, відповідно, на вході і на виході на поверхню нагрівання, яка розраховується;

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 13(1289) 2018

*i'*, *i*" – показники ентальпії робочого тіла, відповідно, на вході і на виході;

*k* – коефіцієнт теплопередачі;

Н-площа поверхні нагрівання;

 $\Delta t$  – температурний напір.

При розробці найбільш оптимальнішої конструкції топки котла необхідно враховувати максимально можливі умови експлуатації. Наприклад, робота котла на суміші природного та доменного газу, при чому в різних процентних співвідношеннях за теплотою.

На практиці, доволі часто, в рамках реконструкції котельного агрегату потрібно зробити не лише перехід на інший вид пального, але і підвищити його паропродуктивність.

При проектуванні котла що до підвищення його паропродуктивності, необхідно за допомогою інструментів моделювання перевірити надійність не тільки газоходу котла, але і всіх інших важливих конструктивних його вузлів. Наприклад, сепараційного пристрою котла. Як відомо, сепараційна система є важливою складовою теплогідравлічного процесу котельного агрегату.

У розрахунках внутрішньо барабанних сепараційних пристроїв котельного агрегату критерієм оцінки виступають значення швидкості пара при проходженні через елемент що розраховується. Як приклад можна розглянути один з етапів – розрахунок дірчастого стелі. Тут допускається значення (оптимальне) швидкості пара на вході в дірчасту (жалюзійну) стелю барабана котла в наступних межах, м/с:

$$W''_{\min} \le W''_{\text{don}} \le W''_{\max} , \qquad (10)$$

де  $W''_{min}$  – мінімально рекомендований значення швидкості пара в отворах дірчастого стелі барабана котла, м/с;

 $W''_{\rm max}$  — максимально рекомендоване значення швидкості пара в отворах дірчастого стелі барабана котла, м/с;

*W*<sup>"</sup><sub>доп</sub> – допустиме (оптимальне) значення швидкості пара в отворах дірчастої стелі барабана котла, м/с;

Дану нерівність можна уявити наступним чином:

$$W''_{\min} \le \frac{D}{3.6\gamma'' p F_{g.n.}} \le W''_{\max}$$
, (11)

де *D* – паропродуктивність пара в барабані котла, т/год;

γ″ – питома вага насиченої пари в барабані котла, кг/м<sup>3</sup>;

p – тиск пари в барабані котла, кгс/см<sup>2</sup> (МПа);

 $F_{\rm д.п.}$  – площа прохідного перетину дірчастої стелі барабана, м<sup>2</sup>.

В рівнянні (12) D,  $\gamma''$  і p значення отримані з теплового розрахунку котельного агрегату. Параметр  $F_{\rm д.п.}$  в даному випадку, це конструктивна

характеристика елемента, що розраховується, варіація чисельного значення якого впливає на швидкість пара в отворах дірчастого стелі барабана котла. Тобто, змінюючи конструктивні характеристики дірчастої стелі барабана котла, можна прийти до оптимального значення швидкості пара в ньому. Роблячи, логічні перетворення можна отримати такий логічний взаємозв'язок:

$$\frac{D}{3,6\gamma''}\frac{1}{W''_{\text{max}}} \le F_{\text{g.n.}} \le \frac{D}{3,6\gamma''}\frac{1}{W''_{\text{min}}},\qquad(12)$$

Якщо 
$$\frac{D}{3,6\gamma''}\frac{1}{W''_{\text{max}}} = R$$
, тоді

$$R\frac{1}{W''_{\text{max}}} \le F_{\text{g.n.}} \le R\frac{1}{W''_{\text{min}}}.$$
 (13)

Площа дірчастої стелі:

$$F_{\rm g.n.} = 10^{-6} kn \frac{\pi}{4} d_{\rm orb}^2, \qquad (14)$$

де  $d_{\text{отв}}$  – діаметр отвору в одному дірчастому листі, мм;

*k* – кількість отворів в одному дірчастому аркуші, шт.;

*n* – кількість дірчастих листів, шт.

Якщо допустити, що величина залишається незмінною, то можна змоделювати взаємозв'язок значень k і n. У нашому випадку:

$$R10^{6} \frac{1}{W''_{\text{max}}} \le kn \frac{\pi}{4} d_{\text{\tiny OTB}}^{2} \le R10^{6} \frac{1}{W''_{\text{min}}}, \quad (15)$$

$$R10^{6} \frac{4}{\pi} \frac{1}{d_{\text{orb}}^{2}} \frac{1}{W''_{\text{max}}} \le kn \le R10^{6} \frac{4}{\pi} \frac{1}{d_{\text{orb}}^{2}} \frac{1}{W''_{\text{min}}} .$$
(16)

Якщо 
$$R10^{6} \frac{4}{\pi} \frac{1}{d_{\text{отв}}^{2}} = Z$$
, тоді  
 $Z \frac{1}{\sqrt{2}} \leq kn \leq Z \frac{1}{\sqrt{2}}$ 

$$Z\frac{1}{W''_{\max}} \le kn \le Z\frac{1}{W''_{\min}}.$$
 (17)

В результаті отримаємо перетворену нерівність:

$$Z\frac{1}{W''_{\max}}\frac{1}{k} \le n \le Z\frac{1}{W''_{\min}}\frac{1}{k}.$$
 (18)

яке можна представити графічно рис. 2.

Тут область між двома гіперболами 1, 2 можна вважати оптимальною.

Як видно з рис. 2 при заданому значенні *К* можна визначити оптимальне значення *n*. В аналогічній формі можна уявити залежності і для інших елементів сепарації котла, за допомогою яких можна буде здійснювати моделювання їх конструкції. Загальна модель блок схеми програми розрахунку котельного агрегату з урахуванням конструкцій його сепараційних пристроїв може мати такий вид рис. 3.

За використанням запропонованої структури були виконані тестові розрахунки, для котельного агрегату, що може працювати на газі нафтопереробки. Фрагмент результатів розрахунку наведено в табл. 2.

Найменування характеристики	Величини		
Паропродуктивність, т/год	35		
Тиск перегрітої пари, МПа	1,4		
Паропродуктивність в барабані, т/год	41,36		
Тиск пара в барабані, т/год	1,5		
Питома вага насиченої пари, кг/м <sup>3</sup>	6,743		
Витрати палива, м <sup>3</sup> /год	2362		
Діаметр отворів в дірчастому листі, мм	10		
Кількість отворів в одному дірчастому	90		
листі, шт			
Кількість дірчастих листів, шт	10		

Таблиця 2 – Результати розрахунку





*l* – гіпербола мінімуму, 
$$Z \frac{1}{W''_{min}} \frac{1}{k}$$
;  
2– гіпербола максимуму,  $Z \frac{1}{W''_{max}} \frac{1}{k}$ 

#### Висновки

Перспективним напрямком у вирішенні проблеми ефективного використання та споживання паливно-енергетичних ресурсів в енергетиці є використання мультіпаливних котельних агрегатів, які здатні працювати на спалюванні ВЕР, що виробляють на підприємствах, а також інші види палива, які можуть замінити природний газ. Для реалізації таких технічних рішень необхідна побудова різних розрахункових структурних моделей з яких можна буде обрати найбільш оптимальну, для ефективного використання її у проектуванні конструкцій мультіпаливних котельних агрегатів

У даній статті наведено один з декількох варіантів напрямку побудування комплексної моделі теплогідравлічного розрахунку мультіпаливного котельного агрегата, який може працювати в складі ТЕС металургійного підприємства з урахуванням конструкції системи його сепарації. За результатами тестових розрахунків, можна зробити попередній висновок, проте що розроблений, та на



Рис 3 – Блок-схема програми розрахунку системи сепарації мультіпаливного котельного агрегату

ведений у даній статті варіант алгоритму і логікоструктурної схеми розрахунку може дозволити отримати більш оптимальні показники конструктивних і схемних рішень, що застосовуються для мультіпаливних котельних установок в умовах їх сучасного проектування та виготовлення. Крім того, на підставі отриманих попередніх результатів тестових розрахунків, можна вже говорити про перспективу створення комплексної програми розрахунку, яка охоплювала б усі основні та допоміжні елементи і вузли мультіпаливного котельного агрегату. Це в врешті допоможе змоделювати оптимальну конструкцію мультіпаливного котла, здатного працювати на різних видах палива, в різних експлуатаційних режимах. Однак, це потребує внесення низки додатків та доопрацювань, що є темою подальших наукових досліджень в даному актуальному напрямі.

#### Список літератури

- Кавєрцєв В. Л., Дягілєв В. О. Огляд проблем ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів в промисловому секторі України та можливі оптимальні шляхи їх вирішення. 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.
- Левин М. М., Волковицкая П. И., Лаптин Ю. П. Система КРОКУС – автоматизированное проектирование, комплексные расчеты, оптимизация котельных установок. Энергетика и Электрификация. Киев, 2001. № 7. С. 45–48.
- Бернаджевский В. С. Математические модели основа систем автоматизированного проектирования перовых котлов. *Теплоэнергетика*. Москва, 1997. № 9. С. 20–23.
- Ефимов А. В., Меньшикова Е. Д., Аль-Тувайни Адель. Разработка имитационной модели котельной установки для автоматизированной системы управления и диагностики энергоблоков электростанций. Вісник НТУ «ХПІ». 2001. № 7. С. 72–80.

- 5. Бернаджевский В, С., Оскорбин Н. М. Основные положения теплового расчета паровых котлов на ЭВМ. *Теплоэнергетика*. Москва, 2002. № 8. С. 48–59.
- 6. Тепловой расчет котельных агрегатов : нормативный метод. Москва: Энергия, 1973. 296 с.
- Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н. Котельные установки промышленных предприятий. Москва: Энергоатомиздат, 1988. 588 с.

#### **References (transliterated)**

- 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.
- Levin M. M., Volkovitskaya P. I. and Laptin Y .P. (2001), Sistema KROKUS – avtomatizirovannoe proektirovanie, kompleksnye raschety, optimizacija kotel'nyh ustanovok [CROCUS system – automated design, complex calculations, optimization of boiler plants]", *Energitika i Electrofikattsiya*, Vol. 7, pp. 45– 48, Kyiv.
- Bernadzhevskiy V. S. (1997), "Matematycheskye modely osnova system avtomatyzyrovannogo proektyrovanyja perovih kotlov [Mathematical models are the basis of the systems for the automated design of feather boilers]", *Teploenergetika*, Vol. 9, pp. 20–23, Moscow.
- Fipi 20 Strinosofti, Menshikova E. D. and Al-Tuvayni Adel. (2001), "Razrabotka imitacionnoj modeli kotel'noj ustanovki dlja avtomatizirovannoj sistemy upravlenija i diagnostiki jenergoblokov jelektrostancij [Development of a simulation model of a boiler plant for an automated control and diagnostic system for power units of power plants]", *Visnik NTU "KhPI"*, Vol. 7. pp. 72–80, Kharkiv.
- Bernadzhevskiy V. S. and Oskorbin N. M. (2002), "Osnovnye polozhenija teplovogo rascheta parovyh kotlov na EVM [The main provisions of the thermal calculation of steam boilers on a computer]", *Teploenergetika*, Vol. 8, pp. 48–50, Moscow.
- 6. Kuznetsov N. V. and Mitor V. V. (1973), *Teplovoj raschet kotel'nyh agregatov : normativnyj metod* [Thermal calculation of boiler units. Normative method], Energiya, Moscow.
- Sidelkovskiy L. N. and Yurenev V. N. (1998), *Kotel'nye* ustanovki promyshlenyh predprijatij [Boiler installations of industrial enterprises], Energoatomizdat, Moscow.

Надійшла (received) 12.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Каверцев Валерій Леонідович (Каверцев Валерий Леонидович, Kavertsev Valerii)* – кандидат технічних наук, доцент кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, e-mail: kaverseff@gmail.com.

*Дягілєв Вадим Олександрович (Дягилев Вадим Александрович, Dyahiliev Vadym)* – аспірант, кафедри парогенераторобудування, технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна,; e-mail: dyaga.v@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-6823-7221.

*Єсипенко Тетяна Олексіївна (Есипенко Татьяна Алексеевна, Esipenko Tatyana)* – науковий робітник кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна. УДК 539.3

# П. П. ГОНТАРОВСЬКИЙ, Н. Г. ГАРМАШ

# ОЦІНКА НАВАНТАЖЕНОСТІ НЕЛІНІЙНИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ТУРБОАГРЕГАТ-ФУНДАМЕНТ-ОСНОВА ПРИ СЕЙСМІЧНИХ ДІЯХ

За допомогою розробленої на основі методу скінченних елементів розрахункової методики проведено аналіз навантаженості елементів кріплення турбоагрегату на фундаменті для різних варіантів їх пружно-демпферних характеристик. Розрахункова модель складалась із довільно орієнтованих стержнів та зосереджених мас. Оцінено навантаженість елементів упорного підшипника, який у більшості випадків має найменший запас міцності (несної здатності). Показано, що наявність зазорів у елементах кріплення викликає значне підвищення динамічних навантажень. Розрахунки проведено для синтезованої сейсмограми семибального землетрусу, яка викликає найбільш широкий спектр навантаження в порівнянні з іншими реальними сейсмограмами.

Ключові слова: турбоагрегат, фундамент, сейсмічне навантаження, нелінійні пружно-демпферні елементи.

# *П. П. ГОНТАРОВСКИЙ, Н. Г. ГАРМАШ* ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ НЕЛИНЕЙНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ТУРБОАГРЕГАТ-ФУНДАМЕНТ-ОСНОВАНИЕ ПРИ СЕЙСМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

С помощью разработанной на основе метода конечных элементов расчетной методики проведен анализ нагруженности элементов крепления турбоагрегата на фундаменте для различных вариантов их упруго-демпферных характеристик. Расчетная модель состояла из произвольно ориентированных стержней и сосредоточенных масс. Проведена оценка нагруженности элементов упорного подшипника, который в большинстве случаев имеет наименьший запас прочности (несущей способности). Показано, что наличие зазоров в элементах крепления вызывает значительное повышение динамических нагрузок. Расчеты проведены для синтезированной сейсмограммы семибалльного землетрясения, которая вызывает наиболее широкий спектр нагружения по сравнению с другими реальными сейсмограммами.

Ключевые слова: турбоагрегат, фундамент, сейсмическая нагрузка, нелинейные упруго-демпферные элементы.

## *P. GONTAROVSKIY, N. GARMASH* ESTIMATING THE LOADING OF NONLINEAR ELEMENT CONNECTIONS IN THE UNIT-FOUNDATION-BASE TURBINE SYSTEM AT SEISMIC ACTIVITIES

A loading of the fasteners of turbine unit on the foundation exposed to seismic activities was analyzed for different options of their elastically damped characteristics. The software and computation methods developed on the basis of the method of finite elements have been used. The calculation model of the dynamic turbounit-foundation-base system consisted of arbitrary oriented rods and concentrated masses that are rigidly interconnected or connected by linear and nonlinear elastically deformed elements. Rod finite elements with distributed parameters allow us to take into consideration all the types of deformations that take place at rod vibrations. The computation model allows us to take into consideration structural peculiarities of the system and also the peculiarities of its behavior at possible earthquakes. During the computations special attention was paid to the thrust bearing that in most cases has the lowest safe load factor (load-carrying capacity). It is shown that the availability of gaps in fastening elements results in a considerable increase of dynamic loads. Taking into account nonlinear strain characteristics of the oil layer of a thrust bearing results in an increase of the pressure on its shoes. The computations were done for the synthesized seismogram of a seven-point earthquake. Previous investigations showed that this seismogram results in the broadest loading spectrum in comparison to other real seismograms. The research data can be used for the design of high-power turbine units to determine their seismic stability.

Key words: turbine unit, foundation, seismic loading, elastically-damped elements and the seismogram.

#### Вступ

Інтенсивний розвиток сучасної світової атомної енергетики супроводжується будівництвом атомних електростанцій (АЕС) у різноманітних географічних зонах, у тому числі й сейсмонебезпечних [1]. Тому однією з основних вимог, які ставляться до атомних електростанцій, є забезпечення сейсмостійкості енергетичного обладнання [2, 3], тобто збереження його надійності, міцності та працездатності при можливих сейсмічних впливах. Розв'язання проблеми забезпечення сейсмостійкості енергоустаткування приводить до необхідності детального аналізу поведінки конструкції під впливом різних динамічних навантажень, що моделюють сейсмічні дії. Проведення таких досліджень дозволяє визначити конструктивні елементи та з'єднання, найбільш уразливі при можливих

землетрусах, і підвищити загальну надійність устаткування [4].

## Ціль роботи

Для коректної оцінки сейсмостійкості системи турбоагрегат-фундамент-основа (ТФО) необхідно, щоб розрахункова модель ураховувала всі конструктивні особливості, які суттєво впливають на працездатність обладнання. При цьому характеристики елементів повинні максимально повно моделювати їх поведінку під час можливих землетрусів. Створена на основі методу скінченних елементів (МСЕ) розрахункова методика і програмне забезпечення [5] дозволяють проводити аналіз сейсмостійкості складних систем ТФО з використанням просторових розрахункових моделей [6], які складаються з довільно орієнтованих стержнів та зосереджених мас, що з'єднуються між собою © П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармащ, 2018

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 13(1289) 2018

за допомогою пружних чи пружно-демпферних зв'язків.

Метою даної роботи є викладення методики визначення зусиль у конструктивних елементах системи ТФО з нелінійними пружно-демпферними характеристиками та чисельна оцінка рівня їх навантаженості при врахуванні зазорів та нелінійних характеристик.

## Постановка задачі

За допомогою розробленої розрахункової методики [5] проведено дослідження коливань системи ТФО К-1100-5,9/25 АЕС при сейсмічному навантаженні, яке моделюється прискореннями ґрунту в трьох взаємно перпендикулярних напрямках. Податливість ґрунту враховується моделлю Вінклера. Синтезована сейсмограма [2], яка викликає найбільш широкий спектр навантаження у порівнянні з іншими реальними сейсмограмами [7], приведена до рівня семибального землетрусу (рис. 1), при цьому прискорення у вертикальному напрямку складали 1/3 від прискорень у горизонтальних напрямках. Проведено оцінку навантаженості елементів системи ТФО з урахуванням їх конструктивних особливостей та нелінійних характеристик.

При розв'язанні нестаціонарної задачі про коливання конструкції використовується метод Ньюмарка [8], у якому рівняння руху інтегруються за часом із заданим кроком  $\Delta t = 0,005$  с.

Просторова стержнева розрахункова схема турбоагрегату і рамно-стінового фундаменту враховує всі види згинно-крутильно-подовжніх деформацій, а також моделює встановлене обладнання зосередженими масами. Вертикальні стінки фундаменту, а також корпуси циліндрів низького тиску турбоагрегату представляються решітками зі стержнів [9]. Корпуси циліндра високого тиску (ЦВТ), генератора, збудника, підшипників та конденсатори моделюються стержневими елементами відповідної жорсткості і маси та кріпляться поперечними, подовжніми та вертикальними Тподібними шпонками. Валопровід турбоагрегату має шість роторів і опирається через пружнодемпферний масляний шар на 12 опорних та один упорний підшипник, розміщений у кінці ЦВТ. Ротори моделюються трубчатими стержневими елементами з розподіленими масами, а їх фланці зосередженими масами. На рис. 2 наведено стержневу розрахункову схему системи ТФО.

### Результати досліджень

При розрахунках коливань системи ТФО отримано переміщення, швидкості та прискорення всіх вузлів скінченноелементної моделі на кожному кроці за часом. Проведено оцінку зусиль і напружень у елементах конструкції, найбільш відповідальних



Рис. 2 – Розрахункова схема системи ТФО

за її міцність при можливих землетрусах. У цих вузлах фіксуються максимальні та мінімальні переміщення і прискорення, а також зусилля в шпоночних кріпленнях і на колодках упорного підшипника. Максимальний тиск на колодки упорного підшипника не повинен перевишувати 15 МПа [2]. що відповідає вимогам міцності його покриття. На напруження у шпоночних з'єднаннях також накладаються обмеження. Графічний інтерфейс програмного забезпечення [5] дозволяє здійснювати візуалізацію геометрії конструкції, анімацію форм її деформування при сейсмічних навантаженнях та будувати графіки зміни за часом переміщень, швидкостей, прискорень та зусиль у пружнодемпферних елементах кріплення турбоагрегату. Отримані результати переміщень валопроводу відносно корпусних елементів дозволяють оцінити можливості їх зачіпання.

Як показано в роботі [5], сполучення стержнів не обов'язково повинне здійснюватись вузол у вузол, можливе з'єднання з розривом за допомогою абсолютно жорсткого елемента або пружнодемпферних зв'язків, точки приєднання яких можуть не співпадати з вузлами скінченних елементів. Це дозволяє правильно моделювати навантаження стержнів зусиллями і моментами.

Розрахункова методика передбачає можливість поряд із лінеаризованими жорсткостями крі-

плень задавати їх нелінійні характеристики. При наявності нелінійних компонент у пружнодемпферних з'єднаннях, крім лінеаризованих жорсткостей, задається залежність зусилля  $P_N$  від різниці переміщень їх кінців у вигляді:

$$P_N = \begin{cases} C(\Delta u - \delta)^{\alpha}, & \text{при } |\Delta u| \ge \delta, \\ 0, & \text{при } |\Delta u| < \delta, \end{cases}$$

де  $\Delta u$  – відносне переміщення елементів;

δ – зазор між ними;

С, α – параметри апроксимації нелінійної залежності.

При розв'язанні нелінійної задачі на кожному кроці за часом використовується метод послідовних наближень із переносом нев'язки в праву частину системи рівнянь МСЕ. Це не потребує переобчислення і тріангуляції матриці розв'язуючих рівнянь. На рис. 3 представлена нелінійна залежність зусилля від відносного переміщення елементів.

На нульовій ітерації визначаються переміщення  $\Delta u_{\mathcal{J}}^{\circ}$ , їх швидкість  $\Delta \dot{u}_{\mathcal{J}}^{\circ}$  і зусилля для лінеаризованого з'єднання  $P_{\mathcal{I}}^{\circ}$ 

$$P_{\varPi}^{\circ} = C_{\varPi} \Delta u_{\varPi}^{\circ} + d_{\varPi} \Delta \dot{u}_{\varPi}^{\circ},$$

а також нелінійні зусилля  $P_N^{\circ}$  при тих же переміщеннях

$$P_N^{\circ} = C_N \left( \Delta u_{\Pi} - \delta \right)^{\alpha} + d_N \left( \Delta u - \delta \right)^{\alpha} \Delta \dot{u}_{\Pi} .$$

Різницю зусиль 
$$F^{\circ} = P_{\mathcal{I}}^{\circ} - P_{N}^{\circ}$$
 прикладаємо

до пружного зв'язку, виконуємо інтегрування за часом методом Ньюмарка або Вілсона [8] і визначаємо переміщення  $\Delta u_{\mathcal{I}}^1$  і його швидкість  $\Delta \dot{u}_{\mathcal{I}}^1$  на першій ітерації (рис. 4), а також нову різницю зусиль  $F^1 = P_{\mathcal{I}}^1 - P_N^1$ . Прикладаючи її до пружного зв'язку й виконуючи наступний підкрок, знаходимо наближений розв'язок для нелінійного з'єднання

Корпуси циліндрів і виносних підшипників турбоагрегатів кріпляться на верхній фундаментній плиті за допомогою шпоночних з'єднань, жорсткість яких досить висока. Розрахунки показують, що зміна жорсткості цих елементів у широких межах від  $2.10^5$  до  $2.10^4$  МН/м практично не впливає на результати. Однак, наявність навіть невеликих зазорів (≈0,05-0,1 мм), які забезпечують проковзування у шпоночних з'єднаннях, викликає прискорення масивних частин конструкції й ударну взаємодію в з'єднанні елементів. Проведено розрахунки зусиль у чотирьох шпонках корпусу найбільш навантаженого упорного підшипника, у його колодках, а також у шпонках кріплення корпусу генератора до верхньої фундаментної плити. Як показали дослідження, саме ці з'єднання є найбільш навантаженими при сейсмічних впливах [9]. Зазори в шпонках корпусів упорного підшипника



для нелінійних компонент з'єднання



для нелінійного з'єднання

і генератора приймались рівними 0,02; 0,08; 0,1 і 0,12 мм.

Лінеаризовані жорсткості шпонок складали 2·10<sup>4</sup> МН/м, а масляного шару упорного підшипника – 1600 МН/м. Результати розрахунків для синтезованої сейсмограми семибального землетрусу з різними параметрами нелінійних залежностей у найбільше навантажених з'єднаннях системи ТФО К-1100-5,9/25 приведено в табл. 1. В останньому стовпчику розміщені результати для лінеаризованих жорсткостей. У таблиці приведено зусилля для моментів часу, коли їх значення максимальні. Слід відмітити, що взаємний вплив результатів, одержаних в упорному підшипнику і шпоночних з'єднаннях, складає менше 1 %, тобто зусилля майже незалежні між собою.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 13(1289) 2018

Елемент турбоагрегату	З'єднання	<i>С</i> , МН/м	α	δ·10³, м	<i>Р</i> <sub><i>N</i></sub> , т	<i>Р</i> <sub>Л</sub> , т
Корпус	Поперечна	20200	1	0,02	217,5	
упорного	шпонка № 1			0,08	276,8	216,7
підшипника				0,1	304,8	-
				0,12	338,5	
	Поперечна	20200	1	0,02	213,3	
	шпонка № 2			0,08	270,2	211,2
				0,1	299,9	
				0,12	333,0	
	Поздовжня	20200	1	0,02	67,0	
	шпонка № 1			0,08	138,6	48,1
				0,1	157,7	
				0,12	176,6	
	Поздовжня	20200	1	0,02	41,7	
	шпонка № 2			0,08	111,5	21,3
				0,1	129,4	
				0,12	149,0	
Корпус	Поперечна	20200	1	0,02	168,2	
генератора	шпонка № 1			0,08	325,8	141,5
				0,1	391,7	
				0,12	451,7	
	Поздовжня	20200	1	0,02	143,6	
	шпонка № 1			0,08	364,5	92,5
				0,1	432,9	
				0,12	496,3	
	Поздовжня	20200	1	0,02	142,9	
	шпонка № 2			0,08	370,3	93,5
				0,1	439,8	
				0,12	513,4	
Упорний	Масляний	2000	1	0,2	325,5	
підшипник	шар	96000	1,5	0,25	321,2	315,6
		1600	1,2	0,25	380,4	
		1600	1,5	0	536,3	
		2000	1,5	0,25	549,8	

Таблиця 1 – Зусилля в пружних з'єднаннях

При врахуванні нелінійних залежностей для характеристик пружних з'єднань час проведення розрахунків зростає приблизно у три рази. Задані зазори у шпоночних з'єднаннях збільшують поперечні переміщення корпусів на 10 %, а їх переміщення і переміщення валопроводу вздовж осі турбоагрегату, навпаки, зменшують на 9 %.

Частота зміни прискорень синтезованої сейсмограми зростає із часом (рис. 1). Максимальні зусилля при наявності зазорів у з'єднаннях у поперечних шпонках (зусилля вздовж осі турбоагрегату) виникають приблизно через 1,8 с, а в поздовжніх (зусилля в поперечному напрямку відносно осі турбоагрегату) – через 3,6 с від початку дії синтезованої акселерограми. Таким чином, максимальні зусилля в пружних з'єднаннях уздовж осі турбоагрегату виникають при більш низьких частотах збурення, а в поперечному напрямку – при більш високих частотах, що можна пояснити наближенням частоти збурення сейсмічної дії до резонансу. Найменша резонансна частота поздовжніх коливань турбоагрегату нижча від частоти поперечних коливань [7], що пояснюється високою жорсткістю вертикальних стінок рамно-стінового фундаменту.

# Висновки

Проведені дослідження показали, що наявність зазорів від 0,02 до 0,12 мм у шпоночних з'єднаннях збільшує зусилля в поперечних шпонках кріплення корпусу упорного підшипника на фундаменті приблизно в півтора рази, а корпусу генератора – втричі. У подовжніх шпонках кріплення корпусу упорного підшипника зусилля збільшуються в 4–7, а корпусу генератора – в п'ять разів. При урахуванні нелінійних характеристик масляного шару упорного підшипника тиск на його колодки збільшується приблизно в півтора рази.

Таким чином, наявність зазорів і збільшення жорсткості пружно-демпферних елементів при деформуванні може суттєво підвищувати їх навантаженість при сейсмічних діях. Тому урахування нелінійних характеристик пружно-демпферних елементів системи ТФО при розрахунках їх сейсмостійкості є досить актуальним. Результати проведених досліджень мають практичне значення і можуть бути використані при оцінці навантаженості енергетичного обладнання під дією сейсмічних впливів.

#### Список літератури

- Кендзера О. В. Сейсмічна небезпека і захист від землетрусів. Практичне впровадження розробок Інституту геофізики ім. С. І. Субботіна НАН. Вісник НАН України. 2015ю № 2ю С. 44–57. ISSN 1027-3239.
- Оборудование атомных энергетических установок. Расчет на прочность при сейсмическом воздействии: РТМ 108.020.37-81. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1981. 39 с.
- ПНАЭ Г-5-006-87. Нормы проектирования сейсмостойких атомных станций. Москва: Госатомэнергонадзор СССР, 1987. 10 с.
- Костарев, В. В. Сейсмостойкость турбоагрегатов АЭС. Труды ЦКТИ. 1984. Вып. 212. С. 82–88.
- Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г., Шульженко Н. Г. Методика расчета динамики системы турбоагрегат-фундаментоснование энергоблоков при сейсмических воздействиях. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 153–160. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.22.
- 6. Шульженко М. Г., Гонтаровський П. П., Гармаш Н. Г., Глядя А. О., Швецов В. Л., Гришин М. М., Губський О. М. Сейсмостійкість турбоагрегату К-540-23,5/50. Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, № 4. С. 43–50. ISSN 0131-2928.
- Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г., Глядя А. А. Оценка колебаний системы турбоагрегат-фундаментоснование при сейсмических воздействиях. 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.
- 8. Бате К., Вильсон Е. *Численные методы анализа и метод конечных элементов*. Москва: Стройиздат, 1982. 448 с.
- Шульженко М. Г., Гонтаровський П. П., Гармаш Н. Г., Глядя А. О., Швецов В. Л., Гришин М. М., Губський О. М. Оцінка реакції потужного турбоагрегату на сейсмічне навантаження. Вібрації в техніці та технологіях. 2016. № 2(82). С. 85–93. ISSN 2306-8744.

#### **References (transliterated)**

- Kendzera, O. V. (2015), "Seismic hazard assessment and protection against earthquakes. Practical applications of developments of Subbotin Institute of Geophysics of NAS of Ukraine", *Herald of the Academy of Sciences*, No. 2, pp. 44–57, ISSN 1027-3239.
- (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.
- (1987), PNAE G-5-006-87. Normyi proektirovaniya seysmostoykih atomnyih stantsiy [PNAE-Г-5-006-87. The rules of designing earthquake-resistant nuclear power plants], Gosatomenergonadzor USSR, Moscow, Russian.
- 4. 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.
- 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 engineer-ing processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 153–160, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.22.
- 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.
- 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. Bate, K. and Vilson, E. (1982), Numerical methods of analysis and finite element method. Stroyizdat, Moscow, Russian.
- 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.

Надійшла (received) 13.02.2018

### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гонтаровський Павло Петрович (Гонтаровский Павел Петрович, Gontarovskiy Pavel) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу вібраційних і термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України; м. Харків, Україна; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua.

Гармаш Наталія Григорівна (Гармаш Наталия Григорьевна, Garmash Nataliya) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу вібраційних і термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України; м. Харків, Україна; еmail: garm.nataly@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-4890-8152.

### УДК 621.165.62-192

### doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.11

# 0. C. MOPO3

## ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО И ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Представлены результаты исследований формирования и влияния профиля температур на напрzжонно-деформированое состояние элементов промышленного и энергетического оборудования. В качестве исследуемого элемента котлоагрегатов был выбран патрубок внутри которого протекала вода для охаждения. Рассмотрено влияние распределения температуры внутри патрубка на его напряжонное состояние. В качестве средства расчета была использована универсальная программная система конечно-элементного анализа *ANSYS*.

Ключевые слова: поле температур, патрубок, напряжонно-деформированое состояние, зона обратных токов, ANSYS.

## *О. С. МОРОЗ* ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ТА ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ

Представлені результати досліджень формування та впливу профілю температур на напрzжонно-деформування стан елементів промислового та енергетичного обладнання. В якості досліджуваного елемента котлоагрегатів був обраний патрубок всередині якого протікала вода для охажденія. Розглянуто вплив розподілу температури всередині патрубка на його напряжонное стан. Як засіб розрахунку була використана універсальна програмна система кінцево-елементного аналізу *ANSYS*.

Ключові слова: поле температур, патрубок, напружено-деформуваний стан, зона зворотних токів, ANSYS.

## *O. MOROZ* PROBLEMS OF THE USABILITY OF HIGH-TEMPERATURE ELEMENTS OF THE ENERGY AND INDUSTRIAL EQUIPMENT

The repair rate of the energy and industrial boiler equipment is defined to a great extent by the characteristics of temperature field on the boiler tube surface. Actually, the deviation of gas temperature field from the design profile is always observed for different equipment elements when the available burner devices mainly of a registered type are working. It results in considerable thermal strains in some equipment elements and as a consequence in increased total strain. In some cases the gas temperature field nonuniformity prompts to drop the torch temperature by an increase in the excess air coefficient, decreasing thus the power plant efficiency. This scientific paper gives consideration to formation processes of the temperature field of combustion products along the chamber length and on the surface of the element of boiler equipment that was represented as a branch pipe. It was shown that the temperature profile of combustion products along the branch pipe height specified by equipment operation conditions affects the stress-strain state. It was noted that that the air and combustion product mixing process in the space between the stabilizers is characterized by a high intensity due to a high temperature gradient in the trace cross-section. However, a total equalization of the temperature gradient before the branch pipe fails to take place due to a high flow velocity. For the option studied, the highest stress was registered at the end side of branch pipe.

Key words: temperature field, branch pipe, stress-strain state, reverse current zone, and ANSYS.

#### Введение

В энергетике Украины эксплуатируется значительное количество энергетических и промышленных котлов различной мощности, печей, сушил, газотурбинных установок и т.д., отработавших свой срок эксплуатации. Опыт работы таких установок показал, что одной из проблем их дальнейшего функционирования является наличие существенного несоответствия между реальным и расчетным распределением тепловых потоков в топочном пространстве. Это приводит к термическим перекосов в элементах оборудования, возникновения напряжений и в конечном итоге к их аварии. В этих обстоятельствах необходимость проведения работ по определению состояния наиболее термонапряженного элементов, оценка их остаточного ресурса, выдача рекомендаций по своевременному снятия их с эксплуатации или разработка сравнительно экономных мероприятий для продления срока эксплуатации этих агрегатов

### [1].

На основе обзора литературных источников и опыта эксплуатации паровых котлов тепловых электростанций доказано, что наиболее существенным фактором, ухудшает надежность и экономичность энергетического оборудования, является неравномерность температуры газов в топочной камере, как в пространстве, так и во времени, что приводит к нарушению температурного и теплогидравлические режимов поверхностей нагрева, а также возникновение дополнительных термоциклических нагрузок на металл.

Тепловое состояние труб водопаровой тракта парового котла и парогенератора устанавливается в зависимости от соотношения количества подведенной теплоносителем теплоты к внешней поверхности и отведенной теплоты с рабочей средой от внутренней поверхности. В результате одновременно протекают процессы подвода и отвода теплоты и в каждой точке поверхности нагрева устанавливается свой тепловой состояние, обусловли-

© O. C. Мороз, 2018

вает соответствующий уровень температуры. В совокупности температура поверхности нагрева в разных точках образует свое температурное поле.

В современных мощных паровых котлах основные паро образующие поверхности представляют собой настенные топочные экраны, обогреваемые неравномерно по периметру. Интенсивный обогрев приходится на лобовую образующую, обращенную в топку, наименьший обогрев – обратную к обмуровке. Неравномерное обогрев вызывает поперечную циркуляцию рабочей среды, которая способствует перетеканию его из области участков периметра, которые обогриваються слабо, к участкам тех, что обогриваються интенсивно, в результате чего возникает также распространения теплоты по периметру за счет теплопроводности металла.

Одной из причин аварийной остановки котлов могут служить повреждения труб поверхностей нагрева. По кругу паропровода на горизонтальных участках преимущественно в периоды прогрева вследствие неравномерного теплообмена с греющим паром возникает разница температур между верхом и низом трубы, возрастает при недостаточном дренировании паропровода и в местах возможного скопления конденсата. Возникающие при этом температурные напряжения в толстостенных паропроводах могут стать значительными.

## Цель работы

Выполнение оценки напряженнодеформированного состояния из-за температурной неравномерности по кругу патрубка на вертикальних участках.

## Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану високотемпературного елементу котлоагрегату

Первым этапом расчетных исследований теплового состояния трубопровода котлоагрегата было построение комплексной модели, которая рассматривает цилиндрическую трубу при внешнем обтекании трубопровода горячими газами и протекании в трубопроводе воды.

На этом етапы расчетных исследований теплового состояния трубопровода котлоагрегата была построена модель, которая включает горелочное устройство, созданный тремя стабилизаторами, и цилиндрическую трубу диаметром 36×6 мм и длиной 150 мм. Поток газов, образовывались после горелочного устройства, обтекает цилиндрическую трубу. Горелочное устройство состояло из

трех стабилизаторов шириной  $B_{ct} = 15$  мм, которые размещались в канале шириной 150 мм с  $t_{\rm ct} = 50$  MM. Коэффициент затенения шагом *К<sub>f</sub>* = 0,30. Расстояние от горелочного устройства к цилиндрической трубы равна 110 мм. Для решения граничной задачи нестационарной теплопроводности необходимо задать граничные условия на всех поверхностях теплообмена таким образом, чтобы они соответствовали пусковым характеристикам и эксплуатационному режиму работы котлоагрегата. При задании граничных условий рассматривались водогрейные и энергетические котлы.На участке длиной X = 110 мм между горючим устройством и трубопроводом происходит массообмен между горячими газами следа за стабилизатором и холодным воздухом в щели между стабилизаторами. В тыльной части стабилизатора вследствие интенсивного массообмена в зоне рециркуляции температура несколько выравнивается и ее величина находится на уровне 400 °C. Но полного выравнивания не происходит и имеем только некоторое сглаживание профиля температуры.

Во внутренней полости трубопровода протекала холодная вода с температурой  $t_B = 20$  °С при перпендикулярном направлению тока воды и горячих газов. Задана большая разница температур между горячими газами и холодной водой позволила апробировать расчетную модель гидродинамики, теплового и напряженно-деформированного состояния трубопровода [2].

Рассчитаное тепловое состояние цилиндрической трубы применяется в программном комплексе *ANSYS* в качестве граничных условий при расчетном исследовании напряженнодеформированного состояния с использованием универсального пакета *StaticStructural*. Распределение интенсивности напряжений по толщине стенки патрубка (рис. 1) свидетельствует о том, что интенсивность упругих напряжений в цилиндрической трубе лежит в диапазоне (357–445) МПа.

Распределение температуры по толщине стенки (рис. 2) указывает на переменный тепловой состояние трубопровода. Температура металла трубопровода находится на уровне (223–143) °C. Максимальная температура металла трубопровода наблюдается на задней поверхности цилиндрической трубы по ходу горячего газа и составляет 224 °C (рис. 2). Также значительный уровень температур фиксируется на передней поверхности по ходу горячего газа напротив центрального стабилизатора горелочного устройства (от 214 °C до 223 °C). Минимальный уровень температур имеет место в нижней части трубопровода (143–152) °C.



Рис. 1 – Векторы скорости и температура продуктов сгорания и воздуха, которые натикают на патрубок (ANSYS Fluent)



Рис. 2 – Распределение температуры по толщине стенки патрубка (ANSYS Fluent)



Рис. 3 – Распределение интенсивности напряжений по толщине стенки патрубка

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 13(1289) 2018

Следующим этапом было реализация поставленной задачи определения напряжений в элементе с использованием универсального пакета *StaticStructural*. Применялась процедура *Equivalent Stress*, которая базируется на критерии фон Мизеса.

Распределение интенсивности напряжений по толщине стенки патрубка (рис. 3) указывает на то, что максимальные напряжения возникают на внешней поверхности цилиндрической трубе, омывается горячей топливо воздушной смесью. Градиент температур внутренней и наружной поверхности цилиндрической трубе значений и составляет около (150–200) °С. Значительные градиенты температур при эксплуатационных режимах обусловливают высокий уровень условных упругих напряжений и снижения ресурсных характеристик металла цилиндрических патрубков котлоагрегатов [3, 4].

Таким образом, максимальное значение интенсивности напряжений по Мизеса локальное, составляет 445 МПа и отмечается в городе максимальной температуры на задней стенке патрубка (рис. 3). Минимальное значение интенсивности напряжений по Мизеса отмечено на передней поверхности патрубка в месте минимума температуры, также является локальным и составляет 357 МПа.

Такое распределение интенсивности напряжений по Мизеса можно объяснить характером горения топлива вследствие наличия 3-х горелок, неравномерностью прогрева трубы тепловым потоком от них, а также перпендикулярным направлением течения газовой составляющей потока газов на внешней поверхности патрубка, нагревает его, и охлаждающей водяной составляющей на внутренний поверхности патрубка. Максимальное значение интенсивности напряжений по Мизеса на задней стенке патрубка может возникать также за счет турбулизации течения газа по трубе и интенсификации теплообмена в этой зоне [5–7].

#### Выводы

1. Высокотемпературные элементы энергетического и промышленного оборудования, в первую очередь, трубопроводы различного назначения, расположенных в топочном пространстве и находятся под действием газового потока с высокой температурой, работающих в тяжелых условиях.

2. Из проведенного комплекса расчетных исследований можно сделать вывод, что использо-

вание программного комплекса ANSYS Fluent позволяет выполнять анализ процесса течения газов в топочном пространстве при обтекании трубопровода, а также определять характеристики термонапряженного состояния.

#### Список литературы

- Кривоногов Б. М. Повышение эффективности сжигания газа и охрана окружающей среды. Ленинград: Недра, 1986. 250 с.
- Протопопов В. С. Теплофизика высоких температур. Изд. АН СССР. 1977. Т. 15. № 4. С. 815–821.
- Водно-химические режимы и надежность металла энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт. Под общ. ред. В. Е. Дорощука, В. Б. Рубина. Москва: Энергоиздат, 1981.
- Адамович В. К., Данюшевский И. А., Дорофеев Д. Д. Разработка нормативно-технической базы, обеспечивающей повышение расчетного ресурсаэксплуатации до 200 тыс. ч. элементов котлов итрубопроводов. Теплоэнергетика. 1984. № 10. С. 2–4.
- Методические указания по расчету допустимых разностей температур и скоростей прогрева энергетических блоков. Москва: СПО Союзтехэнерго, 1983.
- 6. Плоткин Е. Р., Лейзерович А. Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. Москва: Энергия, 1980.
- 7. Резников М. Й. *Паровые котлы ТЭС*. Москва: Энергия, 1978.

#### **References (transliterated)**

- Krivonogov B. M. (1986), *Povyishenie effektivnosti szhiganiya* gaza i ohrana okruzhayuschey sredyi [Improving the efficiency of gas combustion and protecting the environment], Nedra, Leningrad, 250 p.
- Protopopov V. S. (1977), "*Teplofizika vyisokih temperature* [Thermal physics of high temperatures]", *Izd. AN SSSR*, Vol. 15, No. 4, pp. 815–821.
- (1981), Vodno-himicheskie rezhimyi i nadezhnost metalla energoblokov moschnostyu 500 i 800 MVt [Water-chemical regimes and reliability of metal power units with a capacity of 500 and 800 MW], V. E. Doroschuka, V. B. Rubina (Ed.), Energoizdat, Moscow.
- Adamovich V. K., Danyushevskiy I. A., Dorofeev D. D. (1984), "Razrabotka normativno-tehnicheskoy bazyi, obespechivayuschey povyishenie raschetnogo resursa ekspluatatsii do 200 tyis. ch. elementov kotlov i truboprovodov [Development of the regulatory and technical base that provides an increase in the estimated service life of up to 200 thousand parts of boilers and pipelines]", *Teploenergetika*, No. 10, pp. 2–
- (1983), Metodicheskie ukazaniya po raschetu dopustimyih raznostey temperatur i skorostey progreva energeticheskih blokov [Methodical instructions for calculating the permissible differences in temperatures and rates of heating up of power units], SPO Soyuztehenergo, Moscow.
- 6. Plotkin E. R., Leyzerovich A. Sh. (1980), *Puskovyie rezhimyi* parovyih turbin energoblokov [Starting conditions of steam turbines of power units], Energiya, Moscow.
- 7. Reznikov M. I. (1978), *Parovyie kotlyi TES* [Steam boilers of TPP], Energiya, Moscow.

Поступила (received) 00.00.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Мороз Олег Сергійович (Мороз Олег Сергеевич, Могоз Oleh)* – магістрант; Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна; тел.: (067) 451–15–70; еmail: morozoleg95@gmail.com; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-1427-8068.

### УДК 004.942

### doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.12

# Е. С. МЕНЯЙЛОВ, М. Л. УГРЮМОВ, С. В. ЧЕРНЫШ, А. В. МЕНЯЙЛОВ

# МЕТОДОЛОГИЯ РОБАСТНОГО ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ОСНОВЕ ДИСКРЕТНЫХ ДАННЫХ ОБ АНАЛОГАХ

Рассматривается решение нелинейной задачи расчета конструкторских размерных цепей в условиях параметрической априорной неопределенности. Предложены методология синтеза решений многокритериальных задач стохастической оптимизации со смешанными условиями (MV-задач) и эффективный меметический алгоритм синтеза решений MV-задач. В качестве примера получены результаты решения задачи робастного оптимального проектирования двухступенчатого осевого компрессора в условиях стохастической природы входных данных.

Ключевые слова: методы вычислительного интеллекта, системы для оценки величин и процессов, теория принятия решений.

# *Є. С. МЕНЯЙЛОВ, М. Л. УГРЮМОВ, С. В. ЧЕРНИШ, А. В. МЄНЯЙЛОВ* МЕТОДОЛОГІЯ РОБАСТНОГО ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ БАГАТОСТУПІНЧАСТОГО ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА НА ОСНОВІ ДИСКРЕТНИХ ДАНИХ ПРО АНАЛОГИ

Розглядається рішення нелінійної задачі розрахунку конструкторських розмірних ланцюгів в умовах параметричної апріорної невизначеності. Запропоновано методологію синтезу рішень багатокритеріальних задач стохастичної оптимізації зі змішаними умовами (MV-задач) і ефективний меметичний алгоритм синтезу рішень MV-задач. Як приклад отримані результати вирішення задачі робастного оптимального проектування двоступеневого осьового компресора в умовах стохастичної природи вхідних даних. Ключові слова: методи обчислювального інтелекту, системи для оцінки величин і процесів, теорія прийняття рішень.

## *I. MENIAILOV, M. UGRYUMOV, S. CHERNYSH, A. MYENYAYLOV* METHODOLOGY OF ROBUST OPTIMAL DESIGN OF THE MULTISTAGE AXIAL COMPRESSOR ON THE BASIS OF DISCRETE ANALOGUE-RELATED DATA

Consideration was given to the formulation and methodology of the direct nonlinear design problem of structural dimensional circuits in conditions of a priori parametric uncertainty. It was shown that the solution of the direct nonlinear design problem of structural dimensional circuits can be reduced to the multicriteria problems of stochastic optimization with mixed conditions. Mathematical models and methods of the solution of multicriteria problems of stochastic optimization with mixed conditions. Mathematical models and methods of the solution of solution of incorrectly formulated problems was used as a computation method for the synthesis of quasi-solutions of incorrectly formulated problems. An effective memetic algorithm for the synthesis of the solutions of MV-problems was suggested. It is based on the genetic algorithm combined with the randomized path tracing method. The suggested methodology allows us to search for rational solutions of the multicriteria problems of system modification through the creation of hierarchic two-level scheme for the synthesis of solutions that includes the construction of robust surrogate models of the solution data for the problem of robust optimal design of two-stage axial compressor in conditions of a stochastic nature of the input data obtained using the interactive decision support computer system «Concept\_Pro\_St®».

Key words: computational intelligence methods, values and processes estimation system, decision theory.

### Введение

Одной из актуальных проблем при создании объектов новой техники является проблема снижения затрат на доводку и при эксплуатации систем и процессов. Решение этой технической проблемы возможно за счет внедрения в практику методов робастного оптимального проектирования и интеллектуального диагностирования систем и процессов. В настоящее время на решение этих проблем направлены усилия участников ряда научных программ, например, *EU FP6*: *NODESIM-CFD*, *EU H2*020: *UMRIDA*. Результатом исследований стали разработанные методы синтеза решений *M*-, *V*-, *P*-задач, задач стохастической оптимизации со смешанными условиями и реализующие их программные средства, которые в настоящее время применяются для решения практических задач.

При серийном производстве объектов новой техники требуется учитывать согласованное множество проектных параметров элементов систем, а также вопросы прочности, что в совокупности является основой для формирования технологических процессов изготовления. В настоящее время процент технологического брака составляет около 5 % для каждых 100 изделий, а при проверки по собственным частотам лопаток – до 20 %. Качество расчетов в этой области непосредственно отражается на качестве изготовления и функционирования элементов и систем в целом. Схема выбора технологических допусков на изготовление элементов систем представлена на рис. 1. Выбор технологических допусков на изготовления эле-

© Е. С. Меняйлов, М. Л. Угрюмов, С. В. Черныш, А. В. Меняйлов, 2018

ментов систем осуществляется исходя из заданных доверительных интервалов значений проектных параметров с учетом типа соединения, посадки, класса точности технологического оборудования, типа сборки. В свою очередь доверительные интервалы значений проектных параметров формируются как результаты расчетов конструкторских размерных цепей [1–2].

Будем рассматривать прямую задачу расчета конструкторских размерных цепей: необходимо определить номинальные значения (математические ожидания) и доверительные интервалы значений параметров, переменных состояния, критериев выбора решений для составляющих звеньев размерной цепи исходя из заданных номинальных значений и доверительных интервалов значений переменных состояния, критериев выбора решений для замыкающего звена, которую авторами предложено свести к решению многокритериальных задач стохастической оптимизации (МЗСО) Таким образом, возникает необходимость в совершенствовании существующих и разработке новых математических методов синтеза решений M3CO.

### Цель работы

Данная работа посвящена разработке методологии синтеза решений M3CO со смешанными условиями (MV-задач). Разработан эффективный меметический алгоритм синтеза решений MVзадач. Представлены результаты решения задачи робастного оптимального проектирования радиального вентилятора с загнутыми назад лопатками рабочего колеса в условиях стохастической природы входных данных, полученные с помощью интерактивной компьютерной системы поддержки принятия решений (КСППР) «Concept\_Pro\_St<sup>®</sup>».

### 1 Постановка задачи исследования

Пусть  $X^0$  – вектор случайных величин размерности M (параметры модели, управляющие переменные, переменные состояния),  $F^0$  – вектор случайных величин размерности I (данные измерений, целевых функции). Величины  $F^0$  можно найти с использованием исходной математической модели (ИММ) объекта исследования, представленном в виде  $F^0 = F(X^0)$ , где F – векторфункция.

Определим проекции  $X^0$  и  $F^0$  как случайные величины с нормальным законом распределения, задав их математические ожидания, средние квадратические отклонения и корреляционные матрицы. Приведенные входные данные позволяют перейти к представлению  $X^0$  и  $F^0$  как систем нескольких случайных величин с многомерным нормальным законом распределения. В соответствии с концепцией степенных средних А. Н. Колмогорова, будем использовать в качестве критериев проверки гипотезы о равенстве центров распределений для репрезентативных выборок из двух многомерных генеральных совокупностей *t*-статистику Стьюдента, а гипотезы о равенстве ковариационных матриц – многомерный аналог критерия В. И. Романовского Ro:

$$t = \sqrt{\frac{n_{\alpha}}{2} M D^2} , \qquad (1)$$

где  $n_{\alpha}$  – размерность выборок из генеральных совокупностей;

*MD* – расстояние Махаланобиса;

$$\operatorname{Ro} = \frac{\left|\chi^2 - k\right|}{\sqrt{2k}}, \, k = n_{\alpha} - 3$$
<sup>(2)</sup>

аналог критерия согласия Пирсона;

$$V$$
 – размерность  $X^0$  (или  $F^0$ );

$$\sigma^{0} = \left\{ \frac{\sigma_{n}}{\sigma_{n}^{*}} \right\}, n = 1...N;$$

 $\sigma_n, \sigma_n^*$  – средние квадратические отклонения переменных  $x_n \in X^0$  (индекс \* – желаемые значения);

*R* – корреляционная матрица.

Определим логарифмическую функцию правдоподобия. Окончательный вид скалярной свертки целевых функций для задач принятия решений с использованием (1)–(2) имеет вид [8]:

$$L(\hat{X}/t_F, \operatorname{Ro}_F) = \frac{1}{2} (t_F^2 + \operatorname{Ro}_F + t_X^2 + \operatorname{Ro}_X) + C_L.$$

Таким образом, задача оценивания  $\hat{X} = (M[X^0], \sigma_X^0)$  может быть сведена к МЗСО со смешанными условиями (в нашем случае *MV*-задачи), квазирешением которой, согласно принципу максимума правдоподобия (*M*-оценка), является [8]:

$$\hat{X} = \operatorname{arg\,inf} E(\hat{X}/t_F, \operatorname{Ro}_F), \ \hat{X} \in D_X,$$
 (3)

где  $D_X$  – множество корректности, определяющееся в общем случае системой предпочтений ЛПР. Квазирешение поставленной задачи (нормальное решение) находится методом регуляризации.

## 2. Меметический алгоритм решения задачи стохастической оптимизации со смешанными условиями

Для решения поставленной задачи определим эволюционный метод (ЭМ) как модификацию классического генетического алгоритма (ГА) [3–7] с изменяющимися от эпохи к эпохе параметрами. В данной работе представлено описание элементов новизны, отличающих предлагаемый ЭМ от классического ГА. Работа ГА начинается с задания ограничений на управляющие переменные, с кото-

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 13(1289) 2018

рыми манипулирует ГА. В качестве эвристики при отборе родительских особей выбран метод рулетки. Данный метод позволяет отбирать особи с лучшими значениями скалярной свертки критериев выбора решений (целевых функций) с большей вероятностью, чем при равномерной выборке.

В данной работе используется вещественный оператор кроссовера, имитирующий бинарный [8]. В качестве вещественного оператора мутации применяется оператор неравномерной мутации Михалевича [8], относящийся к классу нестационарных мутаторов.

После проведения операций кроссовера и мутации выбирается наиболее приспособленная особь (в случае поиска решений многокритериальных задач параметрической оптимизации - многокритериального принятия решений - особь с наиболее подходящими значениями скалярной свертки критериев выбора решений), которая и помещается в набор особей для следующей эпохи алгоритма. Дополнительно при создании новой популяции использовался также элитный отбор. В рассматриваемом случае для каждой новой популяции отбирались из предыдущей популяции особи, у которых скалярная свертка критериев выбора решений Е была меньше некоторого порогового значения  $E < E_{\rm c}$ , где  $E_{\rm c}$  – среднее значение скалярной свертки критериев выбора решений популяции для текущей эпохи.

Одним из средств повышения скорости сходимости ГА является, как известно, кластеризация [13]. Для повышения скорости сходимости и точности нахождения экстремума был разработан метод сужающихся окрестностей (Decremental Neighborhood Method), реализующий идеи кластеризации. Суть этого метода заключается в следующем. Вначале происходит запуск ГА с равномерным распределением начальной популяции по всей области поиска  $[x'_m, x''_m]$ . Получаем особь с наилучшей для данных настроек ГА скалярной сверткой критериев выбора решений. Найденный экстремум  $\hat{X}^{\circ}$  используется далее как центр новой области определения управляющих переменных метода. Таким образом, последовательно производится запуск ЭМ с уменьшающейся областью определения управляющих переменных, пока не будет выполнено условие остановки.

Пусть  $M = \{m_k\}, k = 1...K$  — множество мемов (стратегий), K — число стратегий (гиперэвристик). Определим меметический алгоритм (МА) как гибридный популяционный алгоритм, основанный на использовании гиперэвристик. В нашем случае будем использовать:  $m_1$  — ЭМ,  $m_2$  — рандомизированный метод прокладки путей (*Randomized Path Relinking Method*) [14].

Эпохи повторяются до тех пор, пока не будет выполнено условие остановки. На последней эпохе в качестве рационального решения задачи выбирается особь, для которой скалярная свертка критериев выбора решений минимальна.

Совместное использование в разработанном меметическом алгоритме: ЭМ с изменяющимися от эпохи к эпохе параметрами: операторов вещественного кодирования, функции приспособленности и релаксации; числом особей (числом минипопуляций) и РМПП – обеспечивает снижение информационной и временной сложностей предлагаемого меметического алгоритма, по сравнению с классическим ГА, не менее чем в несколько раз.

## 3. Результаты оптимизации двухступенчатого осевого компрессора

Для увеличения мощности газотурбинного привода с 8-ми до 10 MBT выполнено аэродинамическое проектирование двух осевых ступеней компрессора. При расчете ступеней по параметрам на среднем радиусе использована программа Axial (Copyright © 1998-2017. Concepts NREC LLC). 3aдача повышения КПД этих ступеней (без снижения запасов газодинамической устойчивости) на расчетном расходе воздуха и расчетной частоте вращения решалась с использованием интерактивной компьютерной системы поддержки принятия решений при формировании облика сложных технических систем «Concept Pro St®» в условиях стохастической природы входных данных. Поиск максимума КПД компрессора проводился при изменении проточной части на периферии (6 переменных), углов установки (4 переменные), входных и выходных углов (8 переменных), густот (4 переменные) лопаточных венцов первой и второй ступеней. Для входного направляющего аппарата изменялась только проточная часть. Пробная выборка сформирована путем изменения радиуса проточной части - в пределах ±2 мм, геометрических углов венцов в пределах ±2 градуса, густоты лопаточных венцов в пределах ±10 %. Для адекватного описания влияния варьируемых параметров на характеристику ступеней использована аппроксимация напорных веток от границы срыва до границы запирания. Расчет расходов воздуха от срыва до запирания выполнен с использованием специального макроса программы Axial. Таким образом было выбрано следующее количество контролируемых переменных состояния: геометрических параметров – 22, режимных (расход воздуха) – 1, объем пробной выборки составил 450 точек.

В качестве целевых функций при оптимизации были выбраны: *derivative* – производная по направлению на расчетном режиме, *alpha\_out* – выходной угол;  $PR_tt$  – степень повышения полного давления компрессора,  $ETA_tt_ad$  – КПД,  $PR_tt_\Gamma YP$  – степень повышения полного давления на границе срыва, *m\_in\_запирания* – расход запирания. Оптимизация проводилась на расчетном рас-

ходе воздуха. Результаты расчетов представлены

на рис. 1 и в табл. 1, где  $\Delta \eta_p = \eta - \eta_{p,0}$  – изменение КПД по сравнению с прототипом на расчетном расходе воздуха;  $\Delta K_y$  – запас устойчивости.

1,1 π0 1,05 1 0,95 0.9 0,85 0,8 0,9 0,92 0,94 0,96 0,98 1,02 1 1,04 1,06 G0 Исходный вариант - Результаты MC 2 (2.1) - Результаты MC 2 (4.4) 1,1 η0 1,05 1 0,95 0.9 0,85 0,8 0,86 0,88 0,9 0,92 0,94 0,96 0,98 1 1,02 π0 <u>→</u>Результаты MC\_2 (2.1) - Исходный вариант ----- Результаты MC 2 (4.4)

Рис. 1 – Напорные характиристики прототипа и оптимальных вариантов компрессоров

Первая формулировка задачи оптимизации выбрана так, чтобы обеспечить максимальный уровень КПД на расчетном расходе воздуха при требуемом уровне степени повышения полного давления. В результате (*результаты\_MC\_2\_(v.2.1)*) достигнуто увеличение КПД на 0,41 % по сравнению с прототипом при расчетном расходе воздуха. Максимум КПД вдоль напорной ветки расположен рядом с расчетной точкой. При этом запасы газодинамической устойчивости компрессора увеличились с 12,16 % до 14,44 %.

Вторая формулировка задачи (*результа-ты\_MC\_2(v.4.4)*), выполнена с целью проверки того, насколько можно варьировать ограничениями в задаче оптимизации. Например, ставится задача получить больший максимум КПД в сочетании с более крутым, чем у прототипа, протеканием напорной ветки. Как видно на рисунке более крутая напорная ветка обеспечивает больший уровень запасов газодинамической устойчивости (13,80 % по сравнению с 12,16 % у прототипа), обеспечена большая величина максимального КПД. Этот вариант оптимизации отличается от предыдущих решений тем, что на расчетном расходе воздуха КПД компрессора меньше, чем у прототипа на 1,45 %.

Таким образом, на примере двухступенчатого осевого компрессора показана возможность получения геометрии венцов, которая обеспечивает те требования, что предъявляет проектант к характеристикам компрессора. Например, выполнены расчеты по обеспечению максимума КПД на расчетном расходе воздуха, максимально достижимого КПД вдоль напорной ветви – при требуемом уровне степени повышения полного давления как у прототипа. Постановка дополнительных ограничений для функций целей позволяет получать менее или более крутое, чем у прототипа, протекание напорной ветки двухступенчатого компрессора.

Гаолица I – Сравнение значении целевых функции для вариантов компрессоров				
Варианты	$\Delta\eta_p$ ,%	$\Delta\eta_{max}$ , %	$\Delta K_{ m y}$ , %	
Прототип	0	0.494	12.157	
MC_2_(v.2.1)	<u>0.406</u>	0.449	14.444	
MC_2(v.4.4)	-1.448	<u>0.756</u>	<u>13.80</u>	

Таблица 1 – Сравнение значений целевых функций для вариантов компрессоров

## Выводы

Предложена и реализована методология синтеза решений МЗСО, которая в отличие от существующих позволяет осуществлять поиск рациональных решений многокритериальных МV-задач путем создания иерархической двухуровневой схемы синтеза решений, включающей: построение робастных суррогатных моделей систем и процессов, а затем – эффективное робастное оценивание искомых величин при параметрической неопределенности данных. Разработан метод регуляризации, позволяющий находить так называемые нормальные решения МV-задач модификации. Разработал меметический алгоритм решения задач стохастической оптимизации, который в несколько раз эффективнее существующих алгоритмов дифференциальной эволюции. В качестве примера представлены результаты оптимизации двухступенчатого осевого компрессора.

#### Список литературы

- Линчевский П. А., Иоргачев В. Д., Шрон Л. Б. Особенности теории расчета размерных цепей при выполнении размерного анализа технологических процессов. Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. 2012. Вип. 129. С. 133–136. ISSN 2307-6488.
- Хилькевич Я. М., Пестов С. П., Мазеин П. Г. Методы интервальных расчетов размерных цепей. Известия Челябинского научного центра. Проблемы машиностроения. 2004. Вып. 1(22). С. 107–111.

- Урясьев С. П. Адаптивные алеоритмы стохастической оптимизации и теории игр. Под ред. Ю. М. Ермольева. Москва: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990. 184 с.
- Li M., Azarm S., Aute V. A Multi-Objective Genetic Algorithm for Robust Design Optimization. *Proceedings of GECCO 2005, Washington, D.C., USA, June 25–29.* P. 771–778.
- Egorov I. N., Kretinin G. V., Leshchenko I. A., Kuptzov S. V. Multi-Objective Robust optimization of Air Engine Using IOSO Technology. *Conference ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, June 14–17.* ASME Paper GT2004-53504. 7 p.
- Курейчик В. М., Родзин С. И. Эволюционные алгоритмы: генетическое программирование : обзор. Известия РАН. Теория и системы управления. 2002. № 1. С. 127–137.
- Трончук А. А., Угрюмова Е. М. Математические модели и эволюционный метод решения задач стохастической оптимизации. Вісник Харківського національного університету «ХПИ». Серія: «Математичне моделювання. Інформаційні технології. Автоматизовані системи управління». 2012. № 19(1015). С. 292–305. ISSN 2409-9295.
- Карпенко А. П. Современные алгоритмы. Алгоритмы, вдохновленные природой : учеб. пособие. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 446 с.

### **References (transliterated)**

- Linchevskij, P.A., Iorgachev, V.D., Shron, L.B. (2012), "Osobennosti teorii rascheta razmernyh cepej pri vypolnenii razmernogo analiza tehnologicheskih processov [Peculiarities of the theory of calculating dimension chains when performing a dimensional analysis of technological processes]", *Visnyk SevNTU. Serija : Mashynoprylado-buduvannja ta transport*, No 129, pp. 133–136, ISSN 2307-6488.
- Hil'kevich, Ja. M., Pestov, S. P., Mazein, P. G. (2004), "Metody interval'nyh raschetov razmernyh cepej [Methods for interval calculations of dimensional chains]", *Izvestija cheljabinskogo* nauchnogo centra. Problemy mashinostroenija [Proceedings of the Chelyabinsk Scientific Center. Problems of mechanical engineering], no. 1(22), pp. 107–111.

- Urjas'ev, S. P. (1990), Adaptivnye algoritmy stohas-ticheskoj optimizacii i teorii igr [Adaptive algorithms of stochastic optimization and game theory], Ju.M. Ermol'eva (Ed), Moscow, Nauka, Gl. red .fiz. mat. lit., 184 p.
- Li, M., Azarm, S., Aute, V. A (2005), "Multi-Objective Genetic Algorithm for Robust Design Optimization", *Proceedings of GECCO 2005, Washington, D.C., USA, June 25–29*, pp. 771– 778.
- Egorov, I. N., Kretinin, G. V., Leshchenko, I. A., Kuptzov, S. V. (2004), "Multi-Objective Robust optimization of Air Engine Using IOSO Technology", *Conference ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, June 14–17*, ASME Paper GT2004-53504, 7 p.
- Kurejchik, V. M., Rodzin, S. I. (2002), "Jevoljucionnye algoritmy: geneticheskoe programmirovanie : obzor [Evolutionary algorithms: genetic programming]", *Izvestija RAN. Teorija i*

sistemy upravlenija [Theory and control systems], no. 1, pp. 127-137.

- Tronchuk, A. A., Ugryumova, E. M. (2012), "Matematicheskie modeli i jevoljucionnyj metod reshenija zadach stohastiche-skoj optimizacii [Mathematical models and evolutionary method for solving stochastic optimization problems.]", Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo universitetu. Serija: "Matematichne modeljuvannja. Informacijni tehnologii. Avtomatizovani sistemi upravlinnja" [Mathematicians modeling. Information technology. Automated control systems], no. 19(1015), pp. 292–305, ISSN 2409-9295.
- Karpenko, A. P. (2014), Sovremennye algoritmy. Algoritmy, vdohnovlennye prirodoj [Modern algorithms. Algorithms inspired by nature], MGTU im. N.Je. Baumana, Moscow, 446 p.

Поступила (received) 15.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Меняйлов Євген Сергійович (Меняйлов Евгений Сергеевич, Meniailov Ievgen)* – асистент кафедри «Інформатики», Національний аерокосмічний університет ім. Н. Е. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: j.menyailov@khai.edu.

Угрюмов Михайло Леонідович (Угрюмов Михаил Леонидович, Ugryumov Mykhaylo) – доктор технічних наук, професор кафедри «Інформатики», Національний аерокосмічний університет ім. Н. Е. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: m.ugryumov@khai.edu.

**Черниш Сергій Вікторович (Черныш Сергей Викторович, Chernysh Sergey)** – аспірант кафедри «Інформатики», Національний аерокосмічний університет ім. Н. Е. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: 91sergey@gmail.com.

*Меняйлов Андрій Володимирович (Меняйлов Андрей Владимирович, Myenyaylov Andrey)* – кандидат технічних наук, начальник розрахунково-експериментальної групи відділу компресорів АТ «Мотор Сич», м. Запоріжжя Україна, e-mail: myenyaylov@ukr.net.
# УДК 621.31

#### doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.13

# *Є. Є. ЧАЙКОВСЬКА*

# КОМПЛЕКСНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГАЗОТУРБІННОЇ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ НА БІОГАЗОВОМУ ПАЛИВІ

Запропонована інтегрована система пілтримки температури мережевої води при вимірюванні температури зворотної води та температури газів. Розряд–заряд біогазової установки, відвантаження збродженого сусла та завантаження свіжого матеріалу з використанням теплового насосу, для якого низкькопотенційним джерелом енергії є зброджене сусло, підтримують заряд–розряд газотурбінної когенераційної системи. Прийняття рішень на зміну кількості пластин теплоутилізатора щодо забезпечення підігріву мережевої води підтримує співвідношення виробництва електричної енергії та теплоти, що при підвищенні товарності біогазової установки до 15 % дозволяє знизити собівартість виробництва енергії до (20–30) %.

Ключові слова: газотурбінна когенераційна система, біогазова установка, тепловий насос, прийняття рішень.

# *Е. Е. ЧАЙКОВСКАЯ* КОМПЛЕКСНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОТУРБИННОЙ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ НА БИОГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ

Предложена интегрированная система поддержания температуры сетевой воды при измерении температуры обратной сетевой воды и температуры газов. Разряд–заряд биогазовой установки, отгрузка сброженного сусла и загрузка свежего материала с использованием теплового насоса, для которого низкопотенциальным источником энергии является сброженное сусло, поддерживают заряд– разряд газотурбинной когенерационной системы. Принятие решений на изменение количества пластин теплоутилизатора для обеспечения подогрева сетевой воды поддерживает соотношение производства электрической энергии и теплоты, что при повышении товарности биогазовой установки до 15 % позволяет снизить себестоимость производства энергии до (20–30) %.

Ключевые слова: газотурбинная когенерационная система, биогазовая установка, тепловой насос, принятие решений.

# *E. CHAIKOVSKAYA* INTEGRATED SIMULATION OF THE GAS-TURBINE COGENERATION SYSTEM OPERATING ON THE BIOGAS FUEL

The integrated system of a change in the pipeline water temperature was suggested to measure the reverse pipeline water temperature and the gas temperature to maintain the operation of biogas plant using the thermal pump that uses the fermented wort as a low potential energy source. For this purpose, we developed the architecture of gas-turbine cogeneration system that is based on the integrated dynamic subsystem that includes the biogas plant, the heat pump, the gas turbine cogeneration plant and the heat utilization plant. Other units that are included into the composition of gas turbine cogeneration system are the discharge and charge units and functional efficiency estimation unit that interact in agreement with the dynamic subsystem. Reference and functional estimates of a change in the temperature of pipeline water were obtained on the basis of mathematical simulation of the dynamics of heat utilization plant. Control systems of the working capacity and the identification of the state of heat utilization plant were developed using the suggested mathematical description. The discharge-charge of biogas plant, the fermented wort draining and the loading of fresh material maintain the charge of as turbine cogeneration system. Decision making after a change in the number of plates of the heat utilization plant allows for the coordination of production and consumption of the electric energy and the heat. It results in the decrease of the cost price of energy production by 20 to 30 % with an increase in the marketable value of the biogas plant by 15 %.

Key words: gas turbine cogeneration system, biogas plant, heat pump, and the decision taking.

#### Вступ

Використання біопалива для виробництва як електричної енергії, так і теплоти від одного первинного джерела енергії є стимулюючим фактором щодо реалізації енергії за «зеленим тарифом» [1-3]. В умовах функціонування когенераційних систем з використанням біогазу особливого підходу потребує підтримка співвідношення виробництва електричної енергії та теплоти при цілодобовому функціонуванні біогазових установок та не постійності споживання енергії [4-9]. Розроблено енергозберігаючу технологію функціонування біогазової установки з використанням теплового насоса, низькопотенційним джерелом енергії для якого є зброджене сусло. Встановлено температуру теплоносія, що гріє, на вході в теплообмінник, вбудований в метантенк, при вимірюванні температури теплоносія, що гріє, на виході з теплообмінника. Здобуто інтегровану оцінку зміни температури зброджування, щодо забезпечення постійного виходу біогазу, своєчасного відвантаження збродженого сусла та завантаження свіжої сировини [2].

#### Мета роботи

Мета роботи – розробити інтегровану систему оцінки зміни температури мережевої води щодо підтримки функціонування біогазової установки з використанням теплового насоса, для якого низькопотенційним джерелом енергії є зброджене сусло. Необхідно виконати комплексне моделювання теплоутилізатора щодо здобуття еталонної та функціональної оцінки зміни температури мережевої води при вимірюванні температури газів

© Є. Є. Чайковська, 2018

та температури зворотної води. Прогнозування зміни температури мережевої води надає можливість приймати рішення на зміну кількості пластин теплоутилізатора щодо узгодження виробництва та споживання енергії.

#### Комплексне моделювання газотурбінної когенераційної системи на біогазовому паливі

На основі методологічного та математичного обгрунтування архітектури технологічних систем [10] запропонована архітектура газотурбінної когенераційної системи, основою якої є інтегрована динамічна підсистема – (біогазова установка, тепловий насос, газотурбінна когенераційна установка, теплоутилізатор) та блоки розряду, заряду, оцінки функціональної ефективності, що знаходяться в узгодженій взаємодії з динамічною підсистемою.

Основою для підтримки співвідношення виробництва електричної енергії та теплоти у складі когенераційної газотурбінної системи є математична модель динаміки теплоутилізатора, що оцінює зміну температури мережевої води як у часі, так і вздовж просторової координати осі теплообмінника, що співпадає з напрямком потоку руху середовища. Передатна функція щодо здобуття як еталонної, так і функціональної оцінки зміни температури мережевої води за каналом: «температура мережевої води – температура газів» має такий вид:

$$\begin{split} W_{t-9_1} &= \frac{K_3 \varepsilon \left(1 - L_3^*\right)}{(T_* S + 1)\beta - 1} \left(1 - e^{-\gamma \xi}\right), \\ \text{ge} \quad K_3 &= \frac{m \left(\theta_0 - \sigma_0\right)}{G_{30}} \;; \; \varepsilon = \frac{\alpha_{30} h_{30}}{\alpha_{80} h_{80}} \;; \; L_3^* = \frac{1}{L_3 + 1}; \\ L_3 &= \frac{G_3 C_3}{\alpha_{30} h_{30}} \;; \; T_8 = \frac{g_8 C_8}{\alpha_{80} h_{80}} \;; \; \beta = T_{\text{M}} S + \varepsilon^* + 1; \\ T_{\text{M}} &= \frac{g_{\text{M}} C_{\text{M}}}{\alpha_{80} h_{80}} \;; \; \varepsilon^* = \varepsilon (1 - L_3^*); \; \gamma = \frac{(T_8 S + 1)\beta - 1}{\beta}; \\ \xi &= \frac{z}{L_8} \;; \; L_8 = \frac{G_8 C_8}{\alpha_{80} h_{80}}, \end{split}$$

де t,  $\sigma$ ,  $\theta$  – температура мережевої води, газів, поділяючої стінки, K, відповідно; G – витрата речовини, кг/с; C – питома теплоємність, кДж/(кг·K);  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м<sup>2</sup>·K); h – питома поверхня, м<sup>2</sup>/м; g – питома маса речовини, кг/м; z – координата довжини теплообмінника, м;  $T_{\rm B}$ ,  $T_{\rm M}$  – постійні часу, що характеризують теплову акумулюючу здатність робочого тіла, метала, с; m – показник залежності коефіцієнта тепловіддачі від витрати; S – параметр перетворення Лапласа. Індекси: в – внутрішній потік – мережева вода, м – металева стінка, з – зовнішній потік – гази; 0, 1 – початкові умови, вхід в теплообмінник, відповідно.

Після математичної обробки здобутої функції виділено дійсну частину, *О*( $\omega$ ):

$$O(\omega) = \frac{(L_1 A_1) + (M_1 B_1) K_3 \varepsilon (1 - L_3^*)}{(A_1^2 + B_1^2)}$$

Для одержання коефіцієнтів у складі дійсної частини  $O(\omega)$  здобуто такі вирази:

$$\begin{split} A_{1} &= \varepsilon^{*} - T_{B}T_{M}\omega^{2}; \quad A_{2} &= \varepsilon^{*} + 1; \\ B_{1} &= T_{B}\varepsilon\omega - T_{B}\omega + T_{M}\omega; \quad B_{2} &= T_{M}\omega; \\ C_{1} &= \frac{A_{1}A_{2} + B_{1}B_{2}}{A_{2}^{2} + B_{2}^{2}}; \quad D_{1} &= \frac{A_{2}B_{1} + A_{1}B_{2}}{A_{2}^{2} + B_{2}^{2}}; \\ L_{1} &= 1 - e^{-\zeta C_{1}}\cos(-\xi D_{1}); \qquad M_{1} &= -e^{-\zeta C_{1}}\sin(-\xi D_{1}). \end{split}$$

Температура поділяючої стінки θ, що входить до складу коефіцієнта K<sub>3</sub>:

$$\theta = (\alpha_{\rm B}(\sigma_1 + \sigma_2)/2) + A(t_1 + t_2)/2)/(\alpha_{\rm B} + A),$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м<sup>2</sup>·K);

 $\sigma_1,\,\sigma_2$  – температура газів на вході та на виході з теплоутилізатора, К;

 $t_1, t_2$ - температура мережевої води на вході та на виході з теплоутилізатора, К.

$$A = 1/(\delta_{\rm M} / \lambda_{\rm M} + 1/\alpha_{\rm 3})$$

де δ – товщина стінки теплоутилізатора, м;

 $\lambda$  – теплопровідність металу стінки теплоутилізатора, кВт/(м·К).

З використанням інтеграла переходу з частотної області до області часу зміна температури мережевої води як за часом, так і вздовж просторової координати осі теплоутилізатора має такий вид:

$$t(\tau,z) = \frac{1}{2\pi} \int_{0}^{\infty} O(\omega) \sin(\tau \omega / \omega) d\omega.$$

Запропоновано математичний опис підтримки функціонування теплоутилізатора на основі прогнозування зміни температури мережевої води при вимірюванні температури газів на вході в теплоутилізатор та температури зворотної води. Математичний опис базується на математичному обгрунтуванні архітектури технологічних систем, методології математичного опису динаміки енергетичних систем, методі графа причиннонаслідкових зв'язків [10]:

де SHE – підтримка функціонування теплоутилізатора; D – динамічна підсистема – біогазова установка, тепловий насос, газотурбінна когенераційна установка, теплоутилізатор; P – властивості елементів SHE; MM – математичне моделювання динаміки температури мережевої води; AI – еталонна інформація; C – контроль працездатності; MD –

прийняття рішення; S – ідентифікація стану; LC, LMD, LS – логічні відносини в C, MD, S, відповідно; FI – функціональна результуюча інформація; NC – нові умови функціонування; R – логічні відносини між динамічною підсистемою та блоками заряду, розряду, оцінки функціональної ефективності, що входять до складу газотурбінної когенераційної системи; x – впливи; f – параметри, що діагностуються; K – коефіцієнти математичного опису; y – вихідні параметри; d – динамічні параметри; z – координата довжини, м;  $\tau$  – час, с. Індекси: i – число елементів SHE; 0, 1, 2 – початковий режим, зовнішній, внутрішній характер впливів.

#### Обговорення результатів

Для здобуття еталонної оцінки зміни температури мережевої води обрано вихідні дані газотурбінної когенераційної системи типу UGT 25000C сумарною потужністю 65,5 МВт, з них - 25 МВт електричної потужності, 35,5 MBт теплової потужності. При граничній зміні температури газів на вході в теплоутилізатор - 490 °С...470 °С щодо підтримки температури мережевої води з 30 °С до 90 °С встановлено наступні рівні функціонування газотурбінної когенераційної системи відповідно зміні температури газів на вході в теплоутилізатор та на виході з теплоутилізатора: перший рівень: 490 °С...93 °С; другий рівень: 480 °С...93 °С; третій рівень: 470 °С...93 °С. Теплоутилізатор – пластинчастий теплообмінник типу PO,35-F-1,6/1,0-1 з прокладками типу ПОН-500/Т. Встановлені рівні функціонування відповідають зміні кількості пластин: 36, 38, 40 та зміні витрати газів: 79,8 кг/с, 81,9 кг/с, 84,1 кг/с, відповідно.

В табл. 1–3 представлені результати комплексного математичного моделювання динаміки теплоутилізатора щодо підігріву мережевої води.

З використанням математичної моделі динаміки температури мережевої води визначено гранично припустиму зміну температури мережевої води для встановлених рівнів функціонування когенераційної газотурбінної системи (рис. 1).

З використанням математичного опису підтримки функціонування теплоутилізатора отримано функціональну підсумкову інформацію щодо оцінки зміни температури мережевої води при розряді, наприклад, біогазової установки, що супроводжується зменшенням потужності компресора теплового насоса та відповідає заряду когенераційної системи, який підтверджений зменшенням температури газів на вході в теплоутилізатор при збільшенні температури зворотної води:

$$(CT_{c}(\tau)(\Delta t(\tau) / \Delta t_{ct.posp.Bepx.}(\tau) <$$

$$\Delta t_{\text{ct.posp.pibh}}(\tau) / \Delta t_{\text{ct.posp.bepx}}(\tau) > 0)),$$

де CT – контроль події; t – температура мережевої води, °C;  $\tau$  – час, с. Індекси: c – контроль працездатності; розр. рів. – розрахункове значення тем-

ператури мережевої води рівня функціонування; ст., розр., верх. – стале, розрахункове значення температури мережевої води першого рівня функціонування.

Так, при зміні температури газів в межах 470 °С...93 °С та збільшенні температури зворотної води до 32 °С, що характеризує зменшення витрат електричної енергії на підтримку процесу зброджування необхідно прийняти рішення на заряд когенераційної системи щодо збільшення кількості пластин теплообмінника з 18 до 19 та перевірити правильність прийняття рішення в нових умовах функціонування щодо підтримки температури мережевої води на рівні 90 °С для використання в системі споживання теплоти (рис. 2). Встановлення нового режиму функціонування газотурбінної когенераційної системи свідчить про зменшення витрат електричної енергії на привід теплового насоса щодо підтримки процесу зброджування [2].

Так, при подальшому зменшенні температури газів в межах 418 °С...93 °С та збільшенні температури зворотної води до 32 °С, що характеризує подальше зменшення витрат електричної енергії при розряді біогазової установки необхідно виконати подальший заряд когенераційної системи щодо збільшення кількості пластин теплообмінника з 19 до 20 та перевірити правильність прийняття рішення в нових умовах функціонування щодо підтримки температури мережевої води на рівні 90 °С для подальшого використання в системі споживання теплоти (рис. 3).

заторі газоту	рогнног когенерацииног системи				
	Параметр				
Рівні функціонування	α <sub>3</sub> , кВт/(м²∙К)	α <sub>в</sub> , кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	<i>k</i> , кВт/(м <sup>2</sup> ·К)		
Перший рівень	30,9	28,8	11,1		
Другий рівень	29,8	27,8	10,8		
Третій рівень	29,3	23,3	9,8		

Таблиця 1 – Параметри теплообміну в теплоутилізаторі газотурбінної когенераційної системи

Примітка:  $\alpha_3$  – коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки теплоутилізатора, кВт/(м<sup>2</sup>·K);  $\alpha_n$  – коефіцієнт тепловіддачі від стінки теплоутилізатора до мережевої води, кВт/(м<sup>2</sup>·K); k – коефіцієнт теплопередачі, кВт/(м<sup>2</sup>·K).

Таблиця 2 – Постійні часу математичної моделі

динаміки температури мережевог води				
Рівні функціонування	Т <sub>в</sub> , с	Тм, с		
Перший рівень	0,157	0,054		
Другий рівень	0,163	0,056		
Третій рівень	0.204	0.070		

Таблиця 3 – Коефіцієнти математичної моделі
динаміки температури мережевої води

P	Jp	-r		
Рівні функціонування	<i>L</i> <sub>3</sub> , м	<i>L</i> <sub>в</sub> , м	ζ	3
Перший рівень	161,8	1332	0,83	1,24
Другий рівень	171,7	1381	0,83	1,25
Третій рівень	179,2	1725	0,83	1,53



Рис. 1 – Допуски на граничну зміну температури мережевої води: *1*, *2*, *3* – перший, другий, третій рівні функціонування, відповідно



Рис. 3 – Контроль працездатності та ідентифікація стану теплоутилізатора щодо переходу з другого рівня функціонування на третій; 1, 2 – допуски другого та третього рівнів функціонування, відповідно; 3 – прийняття рішення та ідентифікація нових умов функціонування щодо зміни кількості пластин з 19 до 20

Здобута ж підсумкова інформація щодо оцінки зміни температури мережевої води:

 $(CT_{c}(\tau)(\Delta t(\tau) / \Delta t_{cT,po3p,Bepx.}(\tau) \leq 0))$ 

прогнозує неприпустиму зміну температури мережевої води, якщо температура газів знаходиться в межах 180 °С...93 °С. Такі умови потребують прийняття рішення на входження в допуск першого рівня функціонування газотурбінної когенераційної системи, що відповідає підключенню 18 пластин теплообмінника та підтримує відвантаження збродженого сусла та завантаження свіжого матеріалу в умовах функціонування біогазової установки (рис. 4).

З використанням розроблених систем контролю працездатності газотурбінної когенераційної системи для фіксованого інтервалу часу (рис. 1–4), розроблено інтегровану систему підтримки температури мережевої води при безперервному вимірюванні температури газів на вході в теплоутилізатор та на виході з теплоутилізатора та температури зворотної води (рис. 5). Оцінка зміни



Рис. 2 – Контроль працездатності та ідентифікація стану теплоутилізатора щодо переходу з першого рівня функціонування на другий; 1, 2 – допуски першого та другого рівнів функціонування, відповідно; 3 – прийняття рішення та ідентифікація нових умов функціонування щодо зміни кількості



Рис. 4 – Контроль працездатності та ідентифікація стану теплоутилізатора щодо переходу з третього рівня функціонування на перший; 1, 2 – допуски третього та першого рівнів функціонування, відповідно; 3 – прийняття рішення на зміну кількості

пластин з 20 до 18



Рис. 5 – Інтегрована система підтримки температури мережевої води: 1 – підтримка завантаження свіжого сусла; 2, 3– підтримка процесу зброджування щодо переходу з першого рівня функціонування на другий та з другого рівня функціонування на третій, відповідно; 4 – підтримка відвантаження збродженого сусла

температури мережевої води дозволяє приймати рішення на зміну поверхні теплообміну теплоути-

лізатора впродовж терміну зброджування сусла щодо виробництва біогазу та підтримувати відвантаження збродженого матеріалу та завантаження свіжої сировини.

Представлені дослідження, що є продовженням роботи в напрямку узгодження виробництва та споживання біопалива [2, 3, 10], можуть бути апробовані для газотурбінних когенераційних систем на біогазовому паливі різної потужності.

#### Висновки

Здобута інтегрована оцінка зміни температури мережевої води, що дозволяє узгоджувати виробництво та споживання енергії у складі газотурбінної когенераційної системи на основі підтримки функціонування біогазової установки з використанням теплового насосу, для якого низькопотенційним джерелом енергії є зброджене сусло.

#### Список літератури

- Гелетуха, Г. Г., Железная Т. А., Кучерук П. П., Олейник Е. Н., Трибой А. В. Биоэнергетика в Украине: современное состояние и перспективы развития. Часть 2. *Промышленная теплотехника*. 2015. Т. 37, № 3. С. 65–73. ISSN 0204-3602.
- Чайковська Є. Є. Розробка енергозберігаючої технології функціонування біогазової установки у складі когенераційної системи. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2015. № 3/8(75). С. 47–53. ISSN 1729-3774. doi: 10.15587/1729-4061.2015.44252.
- 3. Чайковська, Є. Є. Development of energy-saving technology maintaining the functioning of a drying plant as a part of the cogeneration system. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2016. Т. 3, № 8(81). С. 42–46. ISSN 1729-3774. doi: 10.15587/1729-4061.2016.72540.
- Rade M. Ciric, Kuzmanovic Zoran. Techno-Economic Analysis of Biogas Powered Cogeneration. *Journal of Automation and Control Engineering*. 2014. Vol. 2, Issue 1. pp. 89–93. doi: 10.12720/joace.2.1.89-93.
- Daingade P. S., Yadav S. P. Electronically operated fuel supply system to control air fuel ratio of biogas engine. 2013 International Conference on Energy Efficient Technologies for Sustainability. 2013. pp. 40–74. doi: 10.1109/ICEETS.2013.6533476.
- Talukder Niloy, Talukder Anik, Barua Debangshu, Anindya. Technical and economic assessment of biogas based electricity generation plant. 2013 International Conference on Electrical Information and Communication Technology (EICT). 2014. pp. 1–5. doi: 10.1109/EICT.2014.6777854.
- Doseva N. Advanced exergatic analysis of cogeneration system with a biogas engine. 14th SGEM GeoConference on Energy and Clean Technologies Conference Proceedings, June 19-25. 2014. Vol. 1, P. 11–18. doi: 10.5593/SGEM2014/B41/S17.002.
- Moedinger F., Ragazzi F., Ast. M., Foladori P., Rada, E. C., Binnig R. Innovate biogas Multi-Stage Biogas Plant and Novel Analytical System. *Energy Procedia*. 2012. Vol. 18. pp. 672– 680. doi: 10.5593/SGEM2014/B41/S17.002.
- Jiao Chen, Tianhong Pan, Yanqin Han. Development of Multimodel for Cogeneration System Using Statistical Analysis. *Journal Article*. 2014, Vol. 9. pp. 2580–2586. doi: 10.4304/jcp.9.11.2580-2586.

10. Чайковская Е. Е. Согласование производства и потребления энергии на основе интеллектуального управления тепломассобменными процессами. XV Минский международный форум по тепломассобмену: (23-26 мая 2016 г.): Секция 8. Тепломассоперенос в энергетических процессах и оборудовании. Энергосбережение / Институт тепло- и массобмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. Минск, 2016. № 8-30. С. 1–12.

#### **References (transliterated)**

- Heletuha H. H., Gelieznaia, T. A., Kuchtruk, P. P., Olienic, E. N and Triboi, A. B. (2015), "Bioenergetika v Ukraine : sovremennoe sostojnie i perspective razvitija. Chast' 2 [Bioenergy in Ukraine: Current State and Prospects for Development. Part 2]", *Promyshlennaja teplotechnika [Industrial Heat Engineering*], no. 3(37), pp. 65–73, ISSN 0204-3602.
- Chaikovskaya, E. E. (2015), "Rozrobka energozberigajuchoi technologii pidtrimki biogazovoi ustanovki u skladi kogeneracijnoi sistemy [The development of energy-saving technology support operation of biogas plant of the composition of cogeneration system]", Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovich technologij [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies], no. 3/8(75), pp. 47–53, ISSN 1729-3774, doi: 10.15587/1729-4061.2015.44252.
- Chaikovskaya, E. (2016), "Development of energy saving technology maintaining the functioning of a drying plant as a part of the cogeneration system", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, no. 3/8(81), pp. 42–46, ISSN 1729-3774, doi:10.15587/1729-4061.2016.72540.
- M. Rade Ciric, Z, Kuzmanovic (2014), "Techno-Economic Analysis of Biogas Powered Cogeneration", *Journal of Automation and Control Engineering*, Vol. 2, Issue 1, pp. 89–93, doi: 10.12720/joace.2.1.89-93.
- Daingade, P., Yadav S. (2013), "Electronically operated fuel supply system to control air fuel ratio of biogas engine", 2013 International Conference on Energy Efficient Technologies for Sustainability, pp. 40–74. doi: 10.1109/ICEETS.2013.6533476.
- Talukder N., Talukder A., and Debangshu A. (2014), "Technical and economic assessment of biogas based electricity generation plant", 2013 International Conference on Electrical Information and Communication Technology (EICT), pp. 1–5. doi: 10.1109/EICT.2014.6777854.
- Doseva N. (2014), "Advanced exergatic analysis of cogeneration system with a biogas engine", *14th SGEM GeoConference* on Energy and Clean Technologies Conference Proceedings, Vol. 1. pp. 11–18, doi: 10.5593/SGEM2014/B41/S17.002.
- Moedinger F., Ragazzi F., Ast. M., Foladori P., Rada, E. C., Binnig R. (2012), "Innovate biogas Multi-Stage Biogas Plant and Novel Analytical System", *Energy Procedia*, 18, pp. 672– 680, doi: 10.5593/SGEM2014/B41/S17.002.
- Jiao Chen, Tianhong Pan, Yanqin Han (2014), "Development of Multi-model for Cogeneration System Using Statistical Analysis", *Journal Article*, Vol. 9. pp. 2580–2586, doi: 10.4304/jcp.9.11.2580-2586.
- 10. Chaikovskaya, E. E. (2016), "Soglasovanie proizvod stva i potreblienia energii na osnove intellektualnogo upravlenia teplomassoobmennimi processami [Coordination energy production and consumption based on intellectual control heat and mass transfer processes]", XV Minsk International Heat and Mass Transfer Forum (May 23-26, 2016): Section 8. Heat and mass transfer processes in the energy and equipment. Energy savings. National Academy of Sciences of Belarus A.V. Luicov Mass Transfer Institute, no. 8–30, pp. 1–12.

Надійшла (received) 25.02.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Чайковська Євгенія Євстафіївна (Чайковская Евгения Евстафьевна, Chaikovskaya Eugene)** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Одеський національний політехнічний університет, доцент кафедри теоретичної, загальної та нетрадиційної енергетики, м. Одеса, Україна, e-mail: eechaikovskaya@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5663-2707, ID: 57170828500. УДК 621.577+697.1

# М. К. БЕЗРОДНИЙ, Н. О. ПРИТУЛА, М. О. ЦВЄТКОВА

# ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ДЛЯ ПІДТРИМАННЯ КОМФОРТНИХ УМОВ В ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕННЯХ З ВОЛОГОВИДІЛЕННЯМ

В статті розглянута схема теплонасосної системи (THC) вентиляції в приміщенні з частковою і змінною рециркуляцєюї відпрацьованого повітря для підтримання заданих комфортних умов перебування в приміщенні (температури і вологовмісту повітря). Проведено термодинамічний аналіз роботи теплонасосної схеми для визначення необхідних режимів роботи системи в залежності від параметрів зовнішнього атмосферного повітря. Показано, що для підтримання заданого вологовмісту повітря в приміщенні за різних погодних умов коефіцієнт рециркуляції має змінюватись в залежності від температури і відносної вологості атмосферного повітря. Отримані розрахункові залежності для необхідних коефіцієнтів рециркуляції при роботі системи вентиляції в холодний період року. Показана гранична межа застосування THC з підігрівом припливного повітря, після якої для підтримання комфортних умов в приміщенні необхідна робота THC в режимі кондиціювання (охолодження) припливного повітря. Отримані також розрахункові дані щодо коефіцієнта використання зовнішньої енергії на THC вентиляції, які характеризують енергетичну ефективність роботи системи в залежності від параметрів зовнішньої енергії на THC вентиляції, які характеризують енергетичну ефективність роботи системи в залежності від параметрів зовнішнього повітря.

Ключові слова: тепловий насос, вентиляція, коефіцієнт використання зовнішньої енергії.

# *М. К. БЕЗРОДНЫЙ, Н. А. ПРИТУЛА, М. А. ЦВЕТКОВА* ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ ДЛЯ ПОДДЕРЖАНИЯ КОМФОРТНЫХ УСЛОВИЙ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ С ВЛАГОВЫДЕЛЕНИЯМИ

В статье рассмотрена схема теплонасосной системы (ТНП) вентиляции в помещении с частичной и переменной рециркуляцией отработанного воздуха для поддержания заданных комфортных условий пребывания в помещении (температуры и влагосодержания воздуха). Проведен термодинамический анализ работы теплонасосной схемы для определения необходимых режимов работы системы в зависимости от параметров внешнего атмосферного воздуха. Показано, что для поддержания заданного влагосодержания воздуха в помещении при различных погодных условиях коэффициент рециркуляции должен меняться в зависимости от температуры и относительной влажности атмосферного воздуха. Полученные расчетные зависимости для необходимых коэффициентов рециркуляции при работе системы вентиляции в холодный период года. Показан предел применения THC с подогревом приточного воздуха, после которой для поддержания комфортных условий в помещении необходима работа THП в режиме кондиционии (охлаждения) приточного воздуха. Получены также расчетные данные коэффициента использования внешней энергии на THC вентиляции, характеризующих энергетическую эффективность работы системы в зависимости от параметров наружного воздуха.

Ключевые слова: тепловой насос, вентиляция, коэффициент использования внешней энергии.

#### *M. BEZRODNY, N. PRYTULA, M. TSVIETKOVA* THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE HEAT PUMP VENTILATION SYSTEM FOR SUPPORT OF COMFORT CONDITIONS IN INDUSTRIAL PREMISES WITH RELEASE OF MOISTURE

In the article the scheme of the heat pump system (HPS) ventilation in the room with partial and variable recirculation of exhaust air was considered for maintenance of the given comfortable conditions of stay in the room (temperature and moisture content of air). The thermodynamic analysis of the heat pump system work was carried out to determine the necessary operating modes of the system, depending on the parameters of the external atmospheric air. It has been shown that in order to maintain a given moisture content of air in the room in different weather conditions, the coefficient of recirculation should vary depending on temperature and relative humidity of atmospheric air. Calculation dependencies for the required recirculation coefficients were obtained during the operation of the ventilation system during the cold period of the year. The use limit of HPS with heating of the tidal air was shown, after which the work of the HPS in the mode of air conditioning (cooling) of the inflow air is required to maintain comfortable indoor conditions. Calculation data on the coefficient of external energy use on HPS ventilation, was also obtained which characterize the energy efficiency of the system work depending on the parameters of the external air, were also obtained.

Keywords: heat pump, ventilation, coefficient of use external energy use.

#### Вступ

Системи вентиляції житлових, громадських і виробничих приміщень є невід'ємними частинами систем забезпечення комфортних або технологічно необхідних умов в середині цих приміщень [1–4]. Існують ряд об'єктів, в яких для підтримання комфортних умов, необхідно підтримувати не тільки температуру повітря [1–3], але і його вологовміст [4]. Підтримувати вологість повітря на оптимальному рівні – невід'ємне завдання багатьох кліматичних систем. Адже підвищена вологість негативно впливає не тільки на здоров'я і самопочуття людей, але і на умови зберігання сировини та продукції, шкодить багатьом технологічним процесам, негативно позначається на збереженні товарів і продуктів, сприяючи розвитку цвілі і процесів гниття. На зовнішніх захищеннях (стінах, стелі,

© М. К. Безродний, Н. О. Притула, М. О. Цвєткова, 2018

вікнах) приміщень з підвищеним виділенням вологи відбувається випадіння конденсату, внаслідок чого з часом розвиваються грибки і відбувається руйнування не тільки внутрішніх оздоблювальних матеріалів, а й, за певних температурних режимів, несучих матеріалів зовнішніх конструкцій. Тому в таких приміщеннях дуже важливо проводити зниження рівня вмісту вологи в повітрі, і проводити подальше підтримання вологості в приміщенні на оптимальному рівні. Існують різні методи підтримання вологовмісту на заданому рівні, одним з яких є рециркуляція частини відпрацьованого повітря, що підмішується до свіжого припливного повітря. Але в існуючих методах розрахунку систем вентиляції [4] коефіцієнт рециркуляції зазвичай визначається для розрахункових умов зовнішнього атмосферного повітря і приймається постійним ( $K_{\text{рец}} = \text{const}$ ) незалежно від погодних умов. Такий підхід не дозволяє підтримувати задані параметри повітря в приміщенні в широкому діапазоні зміни параметрів атмосферного повітря. В зв'язку з цим в рамках даної статті розглянута теплонасосна схема вентиляції виробничого приміщення з надлишковими вологовиділеннями, в якій застосовано часткову рециркуляцію відпрацьованого повітря зі змінним коефіцієнтом рециркуляції в залежності від параметрів атмосферного повітря. Проведено термодинамічний аналіз роботи теплонасосної системи (THC) вентиляції з метою визначення необхідних режимів роботи системи для забезпечення заданих температурних і вологісних параметрів повітря в виробничому приміщенні, а також з метою визначення енергетичної ефективності роботи ТНС в таких умовах.

#### Мета роботи

Метою даної статті є дослідження режимів роботи теплонасосної системи вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря для підтримки комфортних умов в виробничому приміщенні з надлишковим вологовиділенням в холодний період року незалежно від параметрів зовнішнього атмосферного повітря, а також визначення енергетичної ефективності теплонасосної системи вентиляції при роботі в таких умовах.

# Опис ТНС вентиляції з використанням рециркуляції відпрацьованого повітря і робочого процесу зміни стану повітря в системі вентиляції

На рис. 1 зображена схема ТНС вентиляції приміщення з використанням часткової рециркуляції відпрацьованого повітря. Із рис. 1 видно, що потік відпрацьованого повітря після об'єкту вентиляції розділяється на два потоки: одна частина повітря підмішується у камері змішування до свіжого атмосферного повітряі і направляється в конденсатор ТН, де нагрівається до заданої температури, а інша частина повітря направляється на випарник ТН, де охолоджується з частковою конденсацією водяної пари і після цього скидається в навколишнє середовище.

На рис. 2 зображено робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції в *h-d* діаграмі. Точка О побудована за параметрами навколишнього середовища (to, ho) [5]. Точка 2 побудована згідно з необхідними параметрами повітря (температурою  $t_2$  і відносною вологістю  $\phi_2$ ) в середині приміщення, що обслуговується (визначається згідно з [4] в залежності від технологічного призначення приміщення). Тоді за *h-d* діаграмою знаходимо  $h_2$  [5]. Згідно з нормативними даними [4] для заданого приміщення приймаємо величину перегріву припливного повітря  $\Delta t$  і на лінії  $h_2 = \text{const}$  при  $t_1 = t_2 + \Delta t$  отримуємо точку *l*, що відповідає стану припливного повітря. Відпрацьоване повітря з параметрами в т. 2 розділяється на два потоки. Частина повітря направляється на рециркуляцію і, змішуючись зі свіжим атмосферним повітрям, утворює в т. С суміш з вологовмістом  $d_{\rm CM} = d_1$ , яка після підігріву в конденсаторі теплового насосу направляється в приміщення як припливне повітря. Інша частина відпрацьованого повітря поступає у випарник теплового насосу і після охолодження у випарнику скидається в навколишнє середовище в стані, що відповідає т. В.



Рис. 1 – Схема теплонасосної системи вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря: ОВ – об'єкт вентиляції; ТН – тепловий насос; КЗ – камера змішування; L – робота

приводу компресора теплового насоса



#### Термодинамічний аналіз схеми

Термодинамічний стан системи, що розглядається, за прийнятих умов щодо заданих параметрів повітря в приміщенні, залежить від параметрів зовнішнього атмосферного повітря (температури і відносної вологості). Цей стан може бути визначений невідомими поки що параметрами повітря у вузлових точках системи вентиляції. До таких параметрів відноситься доля потоку відпрацьованого повітря, що направляється на рециркуляцію, температура повітря після камери змішування (КЗ) рециркуляційного і свіжого атмосферного повітря, а також параметри повітря після випарника ТН. Крім цього невідомою величиною є величина електричної потужності, яка підводиться до приводу компресора ТН. Всі ці величини можуть бути визначені шляхом вирішення системи рівнянь теплового і матеріального балансу як окремих елементів схеми, так і схеми в цілому.

Доля потоку відпрацьованого повітря, що направляється на рециркуляцію, може бути визначена із рівняння матеріального балансу вологи для камери змішування, яке має вигляд

$$G_0 d_0 + G_p d_2 = G_{3ar} d_{cM} , \qquad (1)$$

де  $G_0, G_{\rm p}, G_{\rm 3ar}$  – масові витрати свіжого, рецирку-

ляційного і загального потоків повітря;  $d_0$ ,  $d_2$ ,  $d_{cM}$  – вологовміст відповідних потоків повітря. З урахуванням того, що вологовміст суміші після КЗ має відповідати вологовмісту припливного повітря на вході в приміщення, тобто  $d_{cM} = d_1$ , коефіцієнт рециркуляції, що випливає з рівняння (1), можна записати як

$$K_{\rm p} = \frac{G_{\rm p}}{G_{\rm 3ar}} = \frac{d_1 - d_0}{d_2 - d_0}.$$
 (2)

Ентальпія суміші повітря на виході з камери змішування визначається аналогічним чином із рівняння теплового балансу КЗ

$$G_0 h_0 + G_{\rm p} h_2 = G_{\rm 3ar} h_{\rm CM} \,, \tag{3}$$

звідки

$$h_{\rm cM} = h_0 + K_{\rm p} (h_2 - h_0). \tag{4}$$

Для визначення ентальпії повітря на виході з випарника ТН може бути використане рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_{\rm k} = Q_{\rm BHII} + L_{\rm k} \,. \tag{5}$$

Розписуючи складові рівняння (5) як:

– тепловий потік, відведений від конденсатора теплового насоса

$$Q_{\rm k} = G_{\rm 3ar}(h_{\rm l} - h_{\rm cm}); \tag{6}$$

- тепловий потік у випарнику теплового насоса

$$Q_{\rm BHII} = G_{\rm 3ar} (1 - K_{\rm p}) (h_2 - h_{\rm B}); \tag{7}$$

 – затрати енергії на компресор теплового насоса

$$L_{\rm k} = \frac{Q_{\rm BH\Pi}}{\varphi - 1}, \qquad (8)$$

після деяких математичних перетворень отримуємо вираз для визначення ентальпії повітря на виході з випарника TH

$$h_{\rm B} = \frac{h_2 \left[ \left( 1 - K_{\rm peu} \right) \frac{\varphi}{\varphi - 1} - 1 \right] + h_{\rm cM}}{\left( 1 - K_{\rm peu} \right) \frac{\varphi}{\varphi - 1}}, \qquad (9)$$

де *ф* – коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації реального TH можна визначити за співвідношенням  $\phi = \eta_{TH} \phi_T$ , де  $\eta_{TH}$  – коефіцієнт втрат TH, а  $\phi_T$  – теоретичний коефіцієнт трансформації ідеального циклу Карно, що визначається за формулою

$$\varphi_{\rm T} = \left[ 1 - \frac{273 + t_{\rm B} - \Delta t_{\rm B}}{273 + t_{\rm K} + \Delta t_{\rm K}} \right]^{-1}, \tag{10}$$

де  $t_{\rm B}$  – температура теплоносія на виході з випарника;  $t_{\rm K}$  – температура повітря на виході з конденсатора TH, в нашому випадку  $t_{\rm K} = t_{\rm I}$ ;  $\Delta t_{\rm B}$  – температурний перепад між потоками повітря й холодильного агента на виході з випарника TH;  $\Delta t_{\rm K}$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і повітря на виході з конденсатора TH (згідно з [6, 7] для повітряного TH можна прийняти, що  $\Delta t_{\rm R} = \Delta t_{\rm K} = 10$  °C).

Затрати енергії на привід компресора ТН можуть бути визначені з рівняння енергетичного балансу всієї схеми, що має вигляд

$$Q_0 + L_{\rm \scriptscriptstyle K} = Q_{\rm \scriptscriptstyle B} \,, \tag{11}$$

звідки

$$L_{\rm K} = Q_{\rm B} - Q_0 = G_0 (h_{\rm B} - h_0). \tag{12}$$

Якщо ліву і праву частини рівняння (12) поділити на загальну кількість теплоти, що витрачається на підготовку припливного повітря в простій системі вентиляції без ТН

$$Q_{\rm BeHT} = G_{3\rm ar} \big( h_1 - h_0 \big), \tag{13}$$

то отримаємо питому характеристику затрат зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти в теплонасосній схемі вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря

$$l = \left(1 - K_{\rm p}\right) \frac{h_{\rm B} - h_0}{h_1 - h_0} \,. \tag{14}$$

#### Розрахунковий аналіз характеристик схеми

Розрахунковий аналіз параметрів теплонасосної схеми вентиляції було виконано для типового виробничого приміщення з вологовиділеннями. При цьому як прототип був вибраний виробничий цех кондитерської фабрики «Рошен» в м. Яготин. Для забезпечення комфортних умов роботи в при-

міщенні цеху були вибрані наступні параметри внутрішнього повітря [4]:

 $t_{\epsilon}, {}^{o}C$ 

• температура в приміщення  $t_{\rm n} = 18$  °C;

• відносна вологість повітря в приміщенні  $\varphi_2 = 50$  %.

• перегрів припливного повітря  $\Delta t = 3 \,^{\circ}\text{C}$ .

За заданих умов було визначено вологовміст повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках *1* і 2 діаграми робочого процесу на рис. 2:  $d_1 = 5,188 \text{ г/м}^3$  і  $d_2 = 6,391 \text{ г/m}^3$  сухого повітря. В розрахунках прийнято значення втрат TH на рівні  $\eta_{\text{TH}} = 0,6.$ 

Прийняті умови було покладено в основу подальшого аналізу параметрів тепонасосної схеми вентиляції. При цьому характерні вищезазначені параметри схеми були визначені шляхом числового рішення системи рівнянь (2), (4), (9), (10) методом ітерацій.

Серед температур в вузлових точках схеми найбільш цікавою і важливою є температура повітря на виході із випарника ТН. На рис. З представлені розрахункові залежності цієї температури від температури і відносної вологості зовнішнього атмосферного повітря. Видно, що в усьому діапазоні зміни зовнішніх параметрів температура повітря на виході з випарника має значно вищий рівень ніж температура атмосферного повітря. Це приводить до полегшених умов роботи повітряного теплового насосу в холодний період року і забезпечує досить високі значення коефіцієнтів трансформації ТН, що представлені на рис. 4, в усьому діапазоні температур атмосферного повітря.

Важливою характеристикою даної схеми є доля потоку відпрацьованого повітря, що направляється на рециркуляцію для підтримання комфортних умов в приміщенні. Відповідні розрахункові дані для коефіцієнта рециркуляції, що отримані за рівнянням (2), наведені на рис. 5.

Як видно з графіків на рис. 5, при зміні в широкому діапазоні погодних умов (температури і відносної вологості зовнішнього повітря) коефіцієнт рециркуляції за умов підтримання заданих комфортних параметрів повітря в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури, так і від відносної вологості атмосферного повітря. Тому проектування теплонасосних систем вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря при постійному значенні коефіцієнта рециркуляції, як це передбачено деякими методиками [4] не має сенсу, оскільки в цьому випадку система вентиляції не в змозі забезпечити заданих комфортних умов перебування в приміщенні при зміні параметрів атмосферного повітря. Окрім цього слід відмітити, що система вентиляції, що розрахована на режим роботи в холодний період року, тобто на підігрів і зволоження повітря, має свої обмеження.

Як видно з рис. 5, в залежності від відносної вологості існує деяка критична температура



зовнішнього повітря, при якій коефіцієнт рециркуляції зменшується до нуля. Це означає, що при підвищенні температури атмосферного повітря вище критичного значення система вентиляції в прийнятому вигляді не може забезпечити комфортних умов в приміщенні внаслідок надходження надмірної вологими із атмосфери в приміщення. Така ситуація має місце тоді, коли вологовміст зовнішнього повітря перевищує заданий вологовміст припливного повітря в точці *1* (рис. 2). Залежність критичної температури зовнішнього повітря від відносної вологості за прийнятих вихідних даних представлена на рис. 6.

Очевидно, що значення критичної температури будуть змінюватися в залежності від вологовмісту припливного повітря  $d_1$ , але ці зміни будуть невеликі, оскільки діапазон зміни комфортних умов перебування в виробничих приміщеннях незначний. Важливо те, що представлена залежність являє собою граничну межу застосування даної системи вентиляції, орієнтованої на роботу в холодний період року і здатної підтримувати комфортні умови в приміщенні за рахунок охолодження і зволоження припливного повітря. При перевищенні граничних значень температури атмосферного повітря необхідна принципова зміна схеми установки з переходом в режим кондиціювання, в якому забезпечується охолодження і осушення припливного повітря.

Для оцінки енергетичної ефективності роботи розглянутої схеми була визначена енергетична характеристика у вигляді питомих затрат зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти на систему вентиляції. Відповідні розрахункові дані представлені на рис. 7.



атмосферного повітря від відносної вологості



Рис. 7 – Залежність коефіцієнта використання зовнішньої енергії від температури і відносної вологості атмосферного повітря:  $1 - \phi = 40$  %;  $2 - \phi = 50$  %;  $3 - \phi = 60$  %;  $4 - \phi = 70$  %;  $5 - \phi = 80$  %;  $6 - \phi = 90$  %

Як видно з рис. 7, теплонасосна схема вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря характеризується малими значеннями питомих затрат зовнішньої енергії, які в зоні низьких значень температури довкілля майже не залежать від параметрів атмосферного повітря і зростають в зоні додатних температур. Остання обставина пов'язана з ростом вологовмісту атмосферного повітря і різким зменшенням коефіцієнта рециркуляції для підтримання комфортних умов в приміщенні, а значить, зі зменшенням потоку утилізованої теплоти відпрацьованого повітря. В цілому висока енергетична ефективність розглянутої схеми вентиляції пов'язана з вигідними температурними умовами роботи ТН, що забезпечують високі значення коефіцієнта трансформації, а також в утилізацією теплоти відпрацьованого повітря за рахунок часткової рециркуляції.

#### Висновки

Для підтримання заданих комфортних умов в виробничому приміщенні в холодний період року може бути використана теплонасосна система вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря. Необхідні для цього коефіцієнти рециркуляції залежать від температури і відносної вологості зовнішнього атмосферного повітря.

Показано, що така система вентиляції має свої обмеження внаслідок надходження надмірної вологими із атмосфери в приміщення при перевищенні критичних значень температури і відносної вологості зовнішнього атмосферного повітря, після чого система вентиляції має бути переведена в режим кондиціювання припливного повітря.

Розглянута система вентиляції характеризусться високою енергетичною ефективністю внаслідок високих значень коефіцієнтів трансформації ТН і утилізації теплоти відпрацьованого повітря.

#### Список литературы

- Безродний М. К., Галан М. А. Енергетична ефективність системи вентиляції з використанням рекуператора та теплового насоса. Збірник наукових праць «Технічна теплофізика і промислова теплоенергетика». Дніпропетровськ, 2011. № 3. С. 5–13. ISSN 2077-1134
- Безродний М. К., Галан М. А. Енергетична ефективність теплонасосної системи вентиляції з рекуператором теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря. *Наукові вісті НТУУ «КПІ»*. 2011. № 2. С. 16–19. ISSN 1810-0546
- Гершкович, В. Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами. Киев: Украинская Академия Архитектуры ЧП "Энергоминимум", 2009. 60 с.
- Державні будівельні норми України ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Видання офіційне. Київ. Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013. 149 с.
- Боженко М. Ф., Сало В. П. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти : навч. посіб. Киев: «Політехніка», 2004. 192 с. ISBN 966622156X.

- Безродний М. К., Притула Н. О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання : монографія. Киев: НТУУ «КПІ», 2016. 272 с. ISBN 978-966-622-774-7.
- Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Одесса: Студия «Негоциант», 2000. 712 с. ISBN 966-691-209-0.

#### **References (transliterated)**

- Bezrodny, M. K., Galan, M. A. (2011), "Enerhetychna efektyvnist systemy ventyliatsii z vykorystanniam rekuperatora ta teplovoho nasosa [Power efficiency of the ventilation system with recuperator and heat pump application]", Zbirnyk naukovykh prats «Tekhnichna teplofizyka i promyslova teploenerhetyka» [Collection of scientific works «Technical thermophysics and industrial heat engineering»], Dnipropetrovsk, No. 3. pp. 5–13. ISSN 2077-1134.
- Bezrodny, M.K., Galan, M. A. (2011), "Enerhetychna efektyvnist teplonasosnoi systemy ventyliatsii z rekuperatorom teploty i retsyrkuliatsiieiu vidpratsovanoho povitria [The energetic efficiency of heat pump ventilation system with heat recuperator and exhausted air recirculation application energy]", *Naukovi* visti NTUU «KPI» [Research Bulletin of NTUU "KPI"], No. 2. pp. 16–19. ISSN 1810-0546.

- 3. Gershkovich, V. F. (2009), Osobennosti proektirovanija sistem teplosnabzhenija zdanij s teplovymi nasosami [Features of the design of heating systems of buildings with heat pumps], Ukrainian Academy of Architecture «Energominimum», Kyiv, Ukraine.
- State Construction Standards of Ukraine DBN V.2.5-67: 2013. Heating, ventilation and conditioning. Edition is official. Kyiv. Ministry of Regional Development, Construction and Housing and Communal Services of Ukraine. 2013. 149 pp.
- Bozhenko, M. K., Salo, V. P. (2004), Dzherela teplopostachannia ta spozhyvachi teploty [Sources of heat supply and consumers of heat: Teaching methods], Kyiv: "Polytechnic", 192 p. ISBN 966622156X.
- Bezrodny, M. K., Prytula, N. O. (2016), Termodynamichna ta enerhetychna efektyvnist tep-lonasosnykh skhem teplopostachannia [Thermodynamic and energetic efficiency of heat pump heat-supply circuits]: monograph. Kyiv: NTUU "KPI". 272 p. ISBN 978-966-622-774-7.
- Morozyuk, T. V. (2000), Teoriya kholodilnykh mashin i teplovykh nasosov [The theory of refrigerating machines and heat pumps]. Odessa: Studio "Negociant", 712 p. ISBN 966-691-209-0.

Надійшла (received) 20.02.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Безродний Михайло Костянтинович (Безродный Михаил Константинович, Муkhailo Bezrodny)* – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», професор кафедри теоретичної і промислової теплотехніки; м. Київ, Україна; e-mail: m.bezrodny@kpi.ua, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0788-5011.

Притула Наталя Олександрівна (Притула Наталья Александровна, Natalia Prytula) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», старший викладач кафедри теоретичної і промислової теплотехніки; м. Київ, Україна; e-mail: npritula@ukr.net, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-3500-5165.

Цвєткова Марія Олександрівна (Цветкова Мария Александровна, Maria Tsvetkova) – магістрант, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна; еmail: gobovamaria@gmail.com.

#### UDC 621.43.056

# D. DOLMATOV, MASOUD HAJIVAND

# ON LOW-EMISSION ANNULAR COMBUSTOR BASED ON DESIGNING OF LINER AIR ADMISSION HOLES

Numerical experiments was carried out to predict the total temperature characteristics and formation of nitrogen oxide emissions and pattern factor in an annular combustor liner based on geometrical parameters and location and rows of different air admission holes, for 6 various cases, using computational fluid dynamics (CFD). The simulation has been performed using ANSYS CFX including finite rate chemistry and eddy dissipation model, for simulation of liquid kerosene (Jet A) – air combustion after fuel droplet evaporation. The spray modeling was performed, including Rosin-Rammler droplet distribution. Thermal and prompt nitrogen oxide (NO<sub>x</sub>) formation was performed to predicting NO<sub>x</sub> emission characteristics with a k- $\varepsilon$  model of turbulent. In this investigation the 3D CAD model of the realistic annular combustion chamber is presented for the simulation with double radial air swirler for the better mixing fuel with air. Beside this the characteristic and the flame structure is presented including the contour plots of total temperature and NO concentration at the outlet of the combustor liner and in the total temperature along the X axis from the injector center of the combustor including the chart of the velocity and NO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> and the total temperature along the liner from the injector center. For the combuston of kerosene with air 2 step kinetic schemes are presented in this study. The results show that the best result with the low concentration of NO is the case 5 but with a high percentage of pressure drop and the case 3 have the maximum concentration of NO with the low percentage of pressure drop.

Keywords: Rosin-Rammler - emission-nitrogen oxide-CFD-annular combustor-pattern factorio

# *Д. А. ДОЛМАТОВ, МАСУД ХАДЖІВАНД* НИЗЬКОЕМІСІЙНА КІЛЬЦЕВА КАМЕРА ЗГОРЯННЯ, СПРОЕКТОВАНА З РІЗНИМИ ВАРІАНТАМИ ОТВОРІВ ДЛЯ ПОДАЧІ ПОВІТРЯ

Проведено чисельні експерименти для прогнозування температурних характеристик, утворення викидів оксидів азоту (NO<sub>x</sub>) і коефіцієнта рівномірності поля температури на виході з кільцевої камери згоряння на основі геометричних параметрів, місця розташування і кількості рядів отворів для подачі повітря в шість різних випадках з використанням обчислювальної гідродинаміки (CFD). З використанням ANSYS CFX, включаючи хімію кінцевих швидкостей і модель вихрової дисипації, виконано чисельне дослідження згоряння рідкого гасу (Jet A) після випаровування крапель палива. Проведено моделювання розпилення, включаючи розподіл крапель Розіна-Раммлера. Для прогнозування емісійних характеристик з використанням *k*–є моделі турбулентності виконано моделювання утворення термічних і швидких оксидів азоту.

Ключові слова: розподіл крапель Розіна-Раммлера, утворення викидів оксидів азоту, обчислювальна гідродинаміка, кільцева камера згоряння, коефіцієнт рівномірності поля температури.

#### *Д. А. ДОЛМАТОВ, МАСУД ХАДЖИВАНД* НИЗКОЭМИССИОННАЯ КОЛЬЦЕВАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ, СПРОЕКТИРОВАННАЯ С РАЗЛИЧНЫМИ ВАРИАНТАМИ ОТВЕРСТИЙ ДЛЯ ПОДАЧИ ВОЗДУХА

Проведены численные эксперименты для прогнозирования температурных характеристик, образования выбросов оксидов азота (NO<sub>x</sub>) и коэффициента равномерности поля температуры на выходе из кольцевой камеры сгорания на основе геометрических параметров, местоположения и количества рядов отверстий для подачи воздуха в шесть различных случаях с использованием вычислительной гидродинамики (CFD). С использованием ANSYS CFX, включая химию конечных скоростей и модель вихревой диссипации, выполнено численное исследование сгорания жидкого керосина (Jet A) после испарения капель топлива. Проведено моделирование распыления, включая распределение капель Розина-Раммлера. Для прогнозирования эмиссионных характеристик с использованием *k*–є модели турбулентности выполнено моделирование образования термических и быстрых оксидов азота.

Ключевые слова: распределение капель Розина-Раммлера, образование выбросов оксидов азота, вычислительная гидродинамика, кольцевая камера сгорания, коэффициент равномерности поля температуры.

# Introduction

The design of a gas turbine combustor is a difficult and multidisciplinary task which is based on a large variety of design rules and empirical correlations. Some of the main design targets are the achievement of low emission levels, low pressure losses and a satisfactory level of uniformity of the thermodynamic properties distribution in the gas outflow including thermo-acoustic waves and noise and, stability and structural integrity with a very stable combustion process under a wide range of working conditions. Numerical and experimental analysis must be carried out to verify if the targets have been fulfilled and to refine the combustor design by means of an expensive and time consuming iterative procedure [1]. Beside that we need to remember that numerical simulations should be carried out with special care, means with the deep knowledge of assumptions made in the mathematical model and of physical aspects of investigated phenomena.

Most of the design requirements of a combustor are contradicting and conflicting in nature such as the circumferential Pattern factor (CPF) which indicates the quality of the combustor exit temperature distribution and dictates the turbine vane life can be reduced by having a larger pressure drop across the combustor liner resulting in an enhanced mixing and turbulence inside the liner, whereas, the total pressure loss in a gas turbine combustor has to be a minimum as every-

© D. A. Dolmatov, Masoud Hajivand, 2018

one percentage increase in pressure loss can result in either a half percent reduction in thrust or around a quarter of a percent increase in specific fuel consumption [2].

Ground level ozone is formed in a complex reaction between  $NO_x$  and reactive organic compounds. There are many natural sources of reactive organics but most  $NO_x$  is produced mainly from combustion of hydrocarbon fuels such as natural gas, oil, and coal. Natural gas is the cleanest burning hydrocarbon fuel, but all flames owing to their high temperature have the potential to produce  $NO_x$ . Most commonly nitric oxide (NO), a fusion of the naturally occurring nitrogen and oxygen in air exposed to high temperature [3].

Combustion control may involve any of 3 strategies such as reducing peak temperatures in the combustion zone, reducing the gas residence time in the high-temperature zone and reducing oxygen concentrations in the combustion zone [4]. These changes in the combustion process can be achieved either through process modifications or by modifying operating conditions and geometrical parameters such as designing air admission and cooling holes on combustion chamber liners which are presented in this study. In other words several technologies have been presented in recent decades for reducing NO<sub>x</sub> emissions in aircraft gas turbines. The most well-known are the Water-Steam Injection. Rich burn Ouick Ouench-Lean Burn (RQL), Lean Premix Pre-vaporized (LPP), and the Lean-Direct Injection (LDI) engine.

The internal flow of an aircraft engine combustor consists of complicated phenomena, including turbulent mixing along with spraying, atomizing, and swirling of liquid fuel, as well as a huge number of chemical reaction mechanisms, reproduction through numerical simulation is very difficult, and even today there are few tools with sufficiently high prediction accuracy for this purpose. In recent years, Large Eddy Simulation (LES), which has a small number of adjustment parameters for modeling and can simulate unsteady turbulent flow, has attracted a great deal of attention. However, LES has not been established as a practical design tool for actual combustors, because the atomization model and turbulence combustion model for the spray combustion field of LES are still in the study phase and the calculation load of LES is very high, therefore, significant computer resources are required [5].

Accordingly, the main method used in current practice is Reynolds-Averaged Navier-Strokes (RANS) simulation, which obtains a steady mean field where turbulence phenomena are averaged. RANS simulation has lower accuracy than LES, but it can be used sufficiently as a design tool through proper interpretation of its results due to its reasonable computational costs [6].

Several researchers have used CFD effectively to analyze and optimize gas turbine combustors such as Koutsenko I. G. et. al. [7] have optimized a gas turbine combustor to achieve a low level of nitric oxide emissions through CFD analyses. The commercial CFD code 'CFX-TASC Flow' was used for calculating the flow structure and for analyzing the nitric oxide formation process inside the combustor. By suitably modifying the distribution of secondary air through alterations to the arrangement of primary and dilution zone holes, the combustor was optimized.

Rudolph D. et al. [8], developed the Advanced Combustion Tool (ACT) CFD process to rapidly analyze the performance of a gas turbine combustor from a given fuel injector, CAD geometry and engine cycle information.

Constantinescu, G. et. al., [9] have developed and presented the main features of a three dimensional Large Eddy Simulation (LES) two-phase flow code using unstructured meshes to simulate non-reacting and reacting flows through realistic combustors. The use of this code was tested and demonstrated on realistic combustor geometry (Pratt & Whitney Combustor). Results from these simulations showed the superior predictive capabilities of LES techniques compared to RANS based flow solvers for predicting flow, turbulent mixing and combustion phenomena in combustors. Jiang Leiyong and Campbell Ian [10] have made an attempt to analyze flow in a gas turbine combustor using LES considering a few important issues like grid size, inflow condition, wall boundary conditions, physical sub-models and data sampling. James S. et. al. [11] presented an assessment of Large Eddy Simulation (LES) and conventional Reynolds-Averaged Navier-Stokes methods (RANS) for predicting aero-engine gas turbine combustor performance, which as per the authors is the first systematic assessment of LES versus RANS on industry-relevant aeroengine gas turbine combustors.

# Purpose of this study

The purpose of this study is to predict the total temperature characteristics and formation of harmful pollutant such as nitrogen oxide emissions (NO), ,CO and CO<sub>2</sub> and pattern factor in an annular combustor liner exit based on geometrical parameters and location and rows of different air admission holes (primary, secondary and dilution holes), for 6 various cases, using computational fluid dynamics (CFD). The simulation has been performed using ANSYS CFX including finite rate chemistry and eddy dissipation model. for simulation of liquid kerosene (Jet A) - air combustion after fuel droplet evaporation. The spray modeling was performed, including Rosin-Rammler droplet distribution. Thermal and prompt nitrogen oxide  $(NO_x)$  formation was performed to predicting  $NO_x$ emission characteristics with a  $k-\varepsilon$  model of turbulent. The simulation was performed on a 3D CAD model of realistic aero-engine annular combustor. The contour plots of total temperature and NO distribution at the exit and the axial plane of the liner are shown including velocity distribution along the liner.

#### Governing equations and turbulence model

The mathematical equations describing the fuel combustion are based on the equations of conservation of mass, momentum, and energy together with other supplementary equations for the turbulence and combustion. In this investigation the standard  $k-\varepsilon$  turbulence model is used. The equations for the turbulent kinetic energy k and the dissipation rate of the turbulent kinetic energy  $\varepsilon$  are solved several models of turbulence have been put forward by different authors. These models differ in complexity and range of applicability; they also involve the solution of different numbers of differential equations. The turbulence model incorporated in this work is the high Reynolds number  $k-\varepsilon$  two equation model. This model requires the solution of two differential equations, for the two turbulence properties: the kinetic energy of turbulence k, and its dissipation rate  $\varepsilon$ . The model is moderate in complexity. It has been extensively used by many investigations and has proved to be adequate over a wide range of flow situation. The governing differential equations are presented by (Launder, and Spalding, 1974).

# Combined EDM/Finite Rate Chemistry combustion Model

For the combined Finite Rate Chemistry/Eddy Dissipation Model, the reaction rates are first computed for each model separately and then the minimum of the two is used. This procedure is applied for each reaction step separately, so while the rate for one step may be limited by the chemical kinetics, some other step might be limited by turbulent mixing at the same time and physical location. It is also possible to apply different combustion models to each of the steps in a multi-step scheme. Some of the predefined schemes make use of this feature, regardless of the global model selection. The combined model is valid for a wide range of configurations, provided the flow is turbulent. In particular, the model is valid for many reactions that range from low to high Damköhler numbers (chemistry slow/fast compared to turbulent time scale). Use of this model is recommended if reaction rates are limited by turbulent mixing in one area of the domain and limited by kinetics somewhere else. The Eddy Dissipation model can, however, be more robust than Finite Rate Chemistry or the combined model [12].

#### The Eddy-Dissipation Model

The Eddy Dissipation model is best applied to turbulent flows when the chemical reaction rate is fast relative to the transport processes in the flow. There is no kinetic control of the reaction process. Thus, ignition and processes where chemical kinetics may limit reaction rate may be poorly predicted [12]. This turbulence-chemistry interaction model is based on the work of [13]. The net rate of production for species idue to reaction r, is given by the smaller of the two expressions below:

$$R_{i,r} = v_{i,r} M_{\omega,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min\left(\frac{Y_R}{v_{R,r} M_{\omega,R}}\right), \qquad (1)$$

$$R_{i,r} = v_{i,r} M_{\omega,i} AB \rho \frac{\varepsilon}{k} \min\left(\frac{\sum_{P} Y_{P}}{\sum_{j}^{N} v_{j,r} M_{\omega,j}}\right). \quad (2)$$

Where  $Y_R$  is the mass fraction of a particular reactant *R*,  $Y_P$  is the mass fraction of any product species *P* and *A*, *B* are empirical constants equal to 4, 0.5 respectively.

#### The Finite Rate Chemistry Model

The Finite Rate Chemistry model, as implemented in CFX, assumes that the rate of progress of elementary reaction k can be reversible only if a backward reaction is defined. [13]. Therefore, the rate of progress  $\overline{R}_{i,r}$ , is computed as:

$$\overline{R}_{i,r} = \left(v'_{i,r} - v''_{i,r}\right) \left| k_{f,r} \prod_{j=1}^{N} \left[C_{i,r}\right]^{\eta'_{j,r}} - k_{b,r} \prod_{j=1}^{N} \left[C_{j,r}\right]^{\eta'_{j,r}} \right],$$
(3)

where N – is the number of chemical species in the system;

 $v'_{i,r}$  – is the stoichiometric coefficient for reactant *i* in reaction *r*;

 $v_{i,r}''$  – is the stoichiometric coefficient for product *i* in reaction *r*;

 $k_{f,r}$  – is the forward rate constant for reaction r and  $k_{b,r}$  is the backward rate constant for reaction r;

 $C_{i,r}$  – is the molar concentration of species *j* in reaction *r*;

 $\eta'_{j,r}$  – is the rate exponent for reactant species *j* in reaction *r*;

 $\eta''_{j,r}$  – is the rate exponent for product species *j* in reaction *r*.

The only built-in formula for the forward and backward rate constants assumes an Arrhenius temperature dependence as:

$$F_k = B_k = A_k T^{\beta_k} \exp\left(\frac{E_k}{RT}\right),\tag{4}$$

where  $A_k$  – is pre-exponential factor;

 $\beta_k$  – is the temperature exponent (dimension-less);

 $E_k$  – is the activation energy;

T – is the absolute temperature [13].

#### Combustion reaction and NO mechanism

The combustion reaction of Jet A with air is modeled by a single species surrogate. A two-step global mechanism for Jet A ( $C_{12}H_{23}$ ) is employed, which consists in a first step for fuel oxidation into CO and H<sub>2</sub>O, and a second step for CO oxidation into CO<sub>2</sub>:

$$C_{12}H_{23} + 11.75O_2 \rightarrow 12CO_2 + 11.5H_2O$$
, (R1)

$$\mathrm{CO} + 0.5\mathrm{O}_2 \to \mathrm{CO}_2 \,. \tag{R2}$$

Arrhenius coefficients for this scheme can be found in [14].

Predominant source of  $NO_x$  in gas flames at temperatures above 1800 K. N and O radicals abundant at high temperatures. Dominated by two reactions Zeldovich mechanism (1947).

$$O_2 + N_2 \to NO + N, \qquad (R3)$$

$$N + O_2 \rightarrow NO + O$$
. (R4)

Two NO molecules formed if reaction 3 is combined with either of reactions 4 or overall reaction:

$$N_2 + O_2 \rightarrow 2NO.$$
 (R5)

#### 3D model of annular combustor, meshing and boundary condition

Aero-engine annular combustor assembly consists of many different elements and parts and small design details, such as injecting devices, mounting brackets and flanges or buckets on the holes.

This simulation was performed on a 20 degree sector of a realistic aero-engine annular combustor. The CAD 3D model of the combustor with the double radial swirler and the fuel injector are shown in fig. 1 including air admission holes on the liner. Liquid Kerosene ( $C_{10}H_{23}$ , Jet A) and air are entered in the domain separately.

The sector of annular combustor was meshed for simulating in an unstructured tetrahedrons meshing method, with about total number of 7.905.624 elements for the combustor with minimum number of holes on the liner, and 8.288.828 for the combustor with maximum number of holes. Including prismatic layers around the walls of annular combustor .The meshes are shown in 2D cross section plane fig. 2.

The air entering combustor inlet have a temperature of 860 K with the mass flow rate of 1.8 kg/s and average static pressure of 28 atm at the outlet. The fuel temperature was 430 K injected from the injector surface with the velocity of 18 m/s and the mass flow of 0.03 kg/s. Atomization of liquid fuel with particle droplet distribution obey Rosin-Rammler law with average drop diameter d = 30 micron and non-uniform exponent n = 2.5. The radius of injection plane is 3mm with hollow cone angle of 40 degree.



Fig. 1 – 3D CAD model of combustor



Fig. 2 - 2D view of the cross-section meshes

# Cases of this study

In this numerical experiment 6 cases of annular combustor, with different geometrical parameters, numbers, location and rows of air admission holes on the outer and inner liner, were studied .The form of holes are circular on the liner. The angle of holes are 90 degrees on the liner relative to the injector axis shown in Fig. 3, except for case 5 which is 45 degrees for the second row of holes.

The strategy of location of the holes on the outer and the inner liner are shown in Fig. 3. The location of inner liner holes obey the outer which is clear from the Fig. 3, they are parallel and had the degree of 90 relative to the injector axis. The line 1 show the location of the first row of holes for inner and outer liner and line 2 show for the hole location for the second row of holes. The first 4 cases are shown in Fig. 4.

The location and the geometrical parameters of the air admission holes is clear in the case 1. For the case 2 we moved the first row of the holes closer to the primary zone of the combustion in the liner. According to the case 2, for the case 3 we added the third rows of holes closer to the dilution zone and for the case 4, according to the case 2 we added one row closer to the first row of the holes and another row closer to the third row. The main thing that for the case 5 as we said above the angle of the holes on the liner on the second row is 45 degrees relative to the injector axis and for the case 3 according to the case 1 the geometry of the all holes is 1.25 times bigger than the case 1.



Fig. 3 – The strategy of location: a – of the holes on inner and outer of the combustor; b – liner with holes



Fig. 4 – The circular geometrical parameters of the liner holes with location and number of the holes and rows for: a - case 1; b - case 2; c - case 3; d - case 4

# **Results and discussion-Temperature distribution**

The performed numerical analysis of the flow in the annular combustion chamber of aero engine with the various cases of air admission holes location and its geometrical parameters with different rows, allow to accurately estimating the percentage of air distribution in the different zones of the liner, which was the main objectives of this work. The temperature distribution along the axial cross section of the combustor was shown for 6 various cases in Fig. 5.

According to this simulation analysis results, the

distribution of the temperature along the axial cross section, shows that the airflow passing through the air holes admission into the liner strongly dependent on the location and the number of rows of this holes on the liner. The temperature raises to maximum (2732.315 K) which is for case 4 who has the maximum number of holes with the maximum number of rows, because the first 2 rows is closer to the primary combustion zone who makes the quick mixing better with the entered airflow. Case 4 has the highest total temperature in the primary zone of combustion in this investigation.

Beside that, it was found that the maximum temperature of 2716.460 K, for case 3 is closer to the maximum temperature for case 4. For the case 2 the maximum temperature is 2633.492 K which has a single row of air admission holes closer to the primary zone too. For the case 1, 5, 6 we can see that they hold the minimum total temperature along the axial cross section because there are not air admission holes in the area of combustion primary zone and it can be seen that there are a poor mixing in these areas for not adequate airflow.

For the outlet temperature which is shown in Fig. 6 we can see that, the location and number of rows of air admission holes on the combustor liner strongly effect on the temperature uniformity at the outlet of the liner as shown in Fig. 6.

The highest temperature is for cases 1, 2, 3, 6. In these cases the location and number of rows are different, this means that the temperature increased in case 2 to 1692 K in comparison with case 1, when the first row of holes move closer to the primary zone of combustion and this make the flame, stretching downstream to the outlet with a narrow high temperature of the flame. In case 1 as the same case 2, but the first row is closer to the second zone of combustion but the temperature is lower. In case 3, added one row of holes closer to the dilution zone but the significant effect were not seen at the outlet of the liner but the uniformity of temperature distribution is different. The minimum outlet temperature of 1551 K is for case 4 which have the maximum number of rows on the liner with different sizes. In this case the uniformity of temperature distribution is different from the other cases. There are two rows of holes: first rows is the same as case 2, we added the second row closer to the first row with more number of holes with minimum diameter of 3 mm and the forth row closer to the third row. Here we have the minimum temperature at the out let because of maximum quantity of airflow entering the liner. The geometry and the number of rows of the holes are the same as in case 1, but the angel of the holes on the liner on the second rows is 45 degrees relative to the injector axis. Here the maximum temperature is 1586 K so the air flow enters the liner under a specific angel, to the liner in dilution zone region. And for the case 6 we have the geometry like the first case but the diameter of the holes are 1.25 time larger than the holes in case *l* so we have the temperature of 1665 K. This means with increasing the size of holes diameters the temperature raises at the same time.

# **NO distribution**

The contour map of NO distribution and concentration in ppm, in the meridional mid plane is shown in Fig. 7. For the first case the maximum percentage of NO is 95.6 ppm around the swirler dome. For case 2 by moving the first row of holes closer to the primary zone of combustion the NO percentage became more, up to 1541.4 ppm because of the quick mixing which happens in the primary zone of combustion. In case 3 the maximum percentage of NO is 9034 ppm in primary zone. In this investigation the case 3 has the maximum NO in the primary zone of the combustion.

Beside that for the case 4 the maximum no is 5886 ppm with the maximum number of holes and the NO formed in the primary region of combustion downstream to the outlet. The maximum NO in case 5 is 26.5 ppm which is the minimum percentage of NO in this investigation. In this case the second rows are under the 45 degree relative to the injector axis, which they are situated closer to the dilution zone. And for the case 6 the maximum percentage of NO is 161.5 ppm when the diameter of holes is bigger then the holes in case 1.

In Fig. 8 it is clear that the minimum percentage of NO at the outlet exit plane of the liner, is for case 1, 5, 6. By observing the various variants of study on designing air admission holes on the liner, we can say that the cases who have the first rows of the holes, far from the primary zone of the combustion have the lower concentration of NO at the outlet with the second row of holes closer to the dilution zone.by adding holes on case 2, 3, 4 we reached the highest level of NO. Case 2 has the 210 ppm of NO, for the case 3 by adding one row closer to the dilution region we reached 1260 ppm of NO. Beside that there in not a significant difference between the case 3 and 4 for the maximum concentration of NO but it can be seen a significant difference about the uniformity of the outlet NO. It is clear that the minimum concentration of NO is for case 5, about 11 ppm of NO at outlet and 61.5 ppm for the case 6.

# The velocity distribution contours at the cross section plane of the combustor

The results show that for each case of study with different location and rows number of air admission holes we reached different velocity magnitude characteristic along the axial cross section of combustor which are shown in Fig 9. The CFD simulation described earlier has been applied to the fully coupled calculations, including both annulus and core-flow. The contour map of velocity magnitude in the meridional mid plane is shown in Fig. 9. As expected there is acceleration through the Venturi of the injection system. The primary zone is created by the sudden expansion of the both swirling flows discharging into the combustor Note also the effects of air penetration through the dilution holes that illustrate extreme complexity of such flows.



Fig. 5 – The cross section of total temperature distribution contours for: a - case 1; b - case 2; c - case 3; d - case 4; e - case 5; f - case 6



f



е Fig. 7 – The NO distribution contours along the cross section plane for:  $a - \operatorname{case} 1$ ;  $b - \operatorname{case} 2$ ;  $c - \operatorname{case} 3$ ;  $d - \operatorname{case} 4$ ;  $e - \operatorname{case} 5$ ;  $f - \operatorname{case} 6$ 



NO.ppm

d

е Fig. 8 – The NO distribution contours at the outlet exit plane for:  $a - \operatorname{case} 1$ ;  $b - \operatorname{case} 2$ ;  $c - \operatorname{case} 3$ ;  $d - \operatorname{case} 4$ ;  $e - \operatorname{case} 5$ ;  $f - \operatorname{case} 6$ 



Fig. 9 – velocity distribution contours for: *a* – case 1; *b* – case 2; *c* – case 3; *d*– case 4; *e* – case 5; *f* – case 6



*e* Fig. 10 – Wall temperature distribution for: a - case 1; b - case 2; c - case 3; d - case 4; e - case 5; f - case 6



Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 13(1289) 2018



Fig. 11 – Total temperature, velocity fluctuations, O<sub>2</sub>, NO, CO<sub>2</sub>, CO mass fraction distribution along the combustor liner for: a - case 1; b - case 2; c - case 3; d - case 4; e - case 5; f - case 6



Fig. 12 – The flow passing characteristic: a - 3D streamlines; b - recirculation zone on cross section plane

#### Wall temperature of the liners

In Fig 10, as observed from a (case 1) to f case 6, high temperatures and temperature gradient are predicted on the outer and inner liner walls. The hole location and the number of rows in case 1 shows the maximum temperature of 2077 K. These high temperature region on liner can be seen around the primary zone of the combustion which can be seen around the first row of the liner. The wall temperature decrease around the second rows of holes downstream to the dilution zone region. As we moved the holes to the primary combustion zone in case 2, we can see that the wall temperature around the first row of the holes, decrease and beside that we have the maximum temperature of 2031 K around the second rows of holes in the left side. In this case the flame stretched up to the outlet exit zone and because of this we can see that the temperature on the walls stretched too up to the liner exit zone. For the case 3 by adding one row of holes to the dilution zone the maximum temperature of 2354 K can be observed around the second row on the middle of the liner wall. The distribution wall temperature contours on case 4 shows that we have a significant uniformity of temperature around the dilution zone of the combustion because of the extra hole rows on the walls but it can be seen that for some regions on wall we have the maximum temperature of 2042 K. When we change the depth angle of the holes for the second row, it can be seen that the air flow passes from these hole under the specific angle, to the liner and has the maximum temperature of 2011 K and a smooth temperature uniformity can bee see on the walls. Beside that the maximum temperature of 2173 K can be seen for the case 6 by the changing the diameter of the holes 1.25 times more than the holes on liner for the first case.

#### The graph of CO, NO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> concentration, velocity, total temperature along the combustor liner relative to the injector axis

All these graphs are shown in Fig. 11. These graphs show the component characteristic, velocity fluctuation and changing total temperature along the axial distance liner relative to fuel injector axis. It is

clear the flow pattern changes along the liner of combustor with different geometrical parameters of the air admission holes such as their rows number and location on the liner. For the graph of  $O_2$  it is clear that the minimum mass fraction of  $O_2$  has been observed in the high temperature region of the combustor. CO<sub>2</sub> forms in a high temperature region similar the formation of NO as we can see their changing along the combustor liner shown in fig. 10. For the temperature fluctuation it can be seen from the graph, that the maximum temperature fluctuation is for case 4 with maximum numbers of air admission holes on the liner, beside that the minimum temperature fluctuations is for the case 5. The distribution of CO concentration can be seen for all cases and it is clear that we have the maximum fluctuation of CO for the case 4 and the minimum changing if for case 5. For the case 2, 3, 4 it can be seen that the maximum fluctuations of NO formation along the liner which is clear from the graphs.

# The 3D stream line, recirculation zone, in the combustor liner

In Fig. 12, the flow stream line and recirculation

zone and the flow vectors in the combustor liner is shown for the case 5 of this investigation. The stream lines are shown at the combustor inlet to outlet, the flow fluctuations can be seen in the flow swirling regions in all zone of the combustor liner and the air flow passing through the air admission holes in to the liner are is presented. Including the recirculation zone these models are selected to show strategy of the flow characteristics in 3D form of CFD simulation of the combustion phenomena.

# A shortcut for results including the pattern factor and pressure loss

The pattern factor or the uniformity of the temperature at the outlet and the pressure loss is one of the important parameters for designing the aeroengine combustor which has been described in [2] all the results of this simulation are presented in table 1 such as the maximum and the average and the minimum temperature and NO concentration at the outlet of combustor liner including the maximum and the minimum and the average wall temperature.

	Table	1 = shortcut to	5 the simulation	ni iesuit		
case	1	2	3	4	5	6
Tmin@outlet (K)	1345.94	1346.62	1353.55	1285.75	1363.02	1296.96
Tmax@outlet(K)	1646.06	1692.23	1688.5	1552.61	1586.21	1667.52
Tavr@outlet (K)	1435.59	1435.89	1434.62	1435.14	1434.72	1433.67
NOmin@outlet (ppm)	10.3877	53.8538	276.361	264.92	5.25615	19.0275
NOmax@outlet (ppm)	27.1242	210.337	1260.97	1251.67	10.9412	61.4824
NOavr@outlet (ppm)	14.3577	96.4463	626.264	745.983	6.94215	27.5292
Twallmin (K)	865.012	865.325	865.565	865.804	864.293	865.052
Twallmax (K)	2080.06	2035.03	2354.56	2040.92	2018.27	2177.3
Twallavr(K)	1813.78	1540.83	1667.51	1604.26	1759.99	1829.75
Pressure drop	0.117335	0.116671	0.0782478	0.0595239	0.132063	0.111324
Pattern factor	0.368607	0.448701	0.445731	0.206131	0.26564	0.410981

# Table 1 – shortcut to the simulation result

#### Conclusion

In this study, the effects of various cases of the geometry and the row number of the air admission holes, on the liner flow balance between the outer and inner liners of the aircraft gas turbine engine combustor, on  $NO_x$  and temperature distribution at the outlet exit plane of the liner were predicted using computational fluid dynamics (CFD). The results indicated that the use of CFD allows qualitative prediction of the flow inside the combustor and  $NO_x$  performance including the flow pattern and temperature distribution.

An integrated approach to the modification of the aero-engine combustors has been applied for the minimum level. The combustor is annular type, with a liquid fuel atomizer or spray. A final configuration was found and refined by means of a slightly more detailed modelization, comprehensive of the cooling flows simulation with the design of air admission holes on the liner. Then the evaluation of the predicted performance of the optimal combustor with a fully 3D numerical model has been carried out, which could take into account the discrete nature of the secondary and dilution hole rows. The result was a combustor configuration characterized by promising values of both Pattern Factor, about 0.206 and 0.26 for the cases 4, 5, and emissions, with expected values of average NO concentrations less than 15 ppm for the respectively at 23 % O<sub>2</sub>. Beside this the combustor pressure drop changed directly with changing the number and the rows air admission holes. Significant topics of the research was the demonstration of the usefulness of advanced optimization techniques in combustor design and the preliminary validation of the combustionemission model, a 2-step implementation of the EDM/FRC one, completed with the thermal and prompt NO<sub>x</sub> formation mechanism.

#### **References (transliterated)**

- Fuligno, L., Micheli, D., and Poloni, C. (2009), "An Integrated Approach for Optimal Design of Micro Gas Turbine Combustors", *J. Therm. Sci.*, No. 18(2), pp. 173–184.
- Lefebvre, A. H. (1998), Gas Turbine Combustion, Second Edition, Taylor & Francis, New York, USA.
- Colannino, J. (2015), Reducing NOx Emissions From Combustion Systems, Available at: https://www.chem.info/blog/2015/07/reducing-nox-emissionscombustion-systems (accessed 30.01.2018).
- 4. WORLD BANK GROUP (1998), *Nitrogen Oxides: Pollution Prevention and Control Effective*, July, pp. 245–249.
- Kurose, R., Akamatsu F. (2008), "Experiments and Numerical Simulations of Spray Combustion", *Journal of Combustion Society of Japan*, Vol. 50, pp. 206–214.
- Moriai, H. D. (2014), "Effects of Dilution Flow Balance and Double-wall Liner on NOx Emission in Aircraft Gas Turbine Engine Combustors", *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, Vol. 51, No. 4, pp. 9–15.
- Koutsenko, I. G., Onegin, S. F. and Sipatov, A. M. (2004), "Application of CFD Based Analysis Technique for Design and Optimization of Gas Turbine Combustors", *ASME Paper*, No. GT 2004-53398.
- Rudolph Dudebout, Bob Reynolds and Khosro Molla-Hosseini (2004), "Integrated Process for CFD Modeling and Optimiza-

tion of Gas Turbine Combustors", ASME Paper, No. GT 2004-54011.

- Constantinescu, G., Mahesh, K., Apte, S., Iaccarino, G., Ham, F. and Moin, P. (2003), "A New Paradigm for Simulation of Turbulent Combustion in Realistic Gas Turbine Combustors Using LES", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003*, GT 2003-38356.
- Leiyong Jiang and Ian Campbell. (2010), "An Attempt at Large Eddy Simulation for Combustor Modeling", *Proceedings of* ASME Turbo Expo 2010, GT 2010-22257.
- James, S., Anand, M. S. and Sekar, B. (2008), "Towards Improved Prediction of Aero-Engine Combustor Performance Using Large Eddy Simulations", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008*, GT 2008-50199.
- 12. ANSYS, Inc. (2015), ANSYS CFX-Solver Theory Guide, United states.
- Magnussen B. F. and Hjertager B. H. (1977), "On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion", *Proc. Combust. Inst.*, No. 16(1), pp. 719–729.
- Valachovic T. G. (1993), "Numerical predictions of idle power emissions from gas turbine combustors", ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, American Society of Mechanical Engineers, 93-GT-175.

Received 03.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Долматов Дмитро Анатольович (Долматов Дмитрий Анатольевич, Dolmatov Dmytro Anatolyevich) – доктор технічних наук, провідний науковий співробітник кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М. Е. Жуковського «XAI», м. Харків, Україна; e-mail: ditrihantelson@yahoo.com.

Хаджіванд Масуд (Хадживанд Масуд, Hajivand Masoud) – аспірант кафедри кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М. Е. Жуковського «ХАІ», м. Харків, Україна; e-mail: m.hajivand82@gmail.com.

# CONTENTS

# POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

<i>Shubenko O., Sarapin V.</i> Peculiarities of the Use of Software System Thermal Scheme to Compute Heat Balance Diagrams.	4
<i>Tarasov A., Lytvynenko O., Myhaylova I.</i> Substantiating the Tracking Method of the Air Flow Compressibility in The Orifices with Sharp Edges	9
<i>Gnesin V., Kolodyazhnaya L., Rzadkowski R.</i> Analysis of Nonstationary Loadings and Vibration Amplitudes of the Blades of the Last Turbine Cascade Taking Into Consideration the Detuning of Natural Modes	15
<i>Bahmutska Yu., Kotulskaya O., Paramonova T.</i> Approach to the Determination of Steam Distribution in the Cascades of Steam Turbines at Changeable Operation Modes	22
<i>Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V., Horyazhenko V.</i> Estimating an Individual Life of the Cast Casings of Self-Acting Safety-Valves of the Power Generating Units of 200 MW	26
<i>Yefimov A., Romashov Yu., Yesypenko T., Chibisov D.</i> Numerical Methods Used for the Solution of Heat Conductivity Problems to Study the Temperature State of Ceramic Nuclear Fuel	33
<i>Nikulenkov A., Chernousenko O., Nikulenkova T.</i> Analyzing the Influence of an Increase in the Thermal Power of Energy Generating Unit at the Nuclear Power Plant on the Behavior of Beyond the Design Basis Accident.	37
<i>Yurko V., Ganzha A.</i> Improving Recuperative Air Heater to Enlarge its Application Area Provided that the Dust-Laden Heat Carrier is Used	45
<i>Kavertsev V., Dyahiliev V., Esipenko T.</i> Improving the Model of Thermohydraulic Design of Multifuel Boiler Aggregate	50
<i>Gontarovskiy P., Garmash N.</i> Estimating the Loading of Nonlinear Element Connections in the Unit-Foundation-Base Turbine System at Seismic Activities	57
<i>Moroz O.</i> Problems of the Usability of High-Temperature Elements of the Energy and Industrial Equipment	62
<i>Meniailov I., Ugryumov M., Chernysh S., Myenyaylov A.</i> Methodology of Robust Optimal Design of the Multistage Axial Compressor on the Basis of Discrete Analogue-Related Data	66
<i>Chaikovskaya E.</i> Integrated Simulation of the Gas-Turbine Cogeneration System Operating on the Biogas Fuel.	72
<i>Bezrodny M., Prytula N., Tsvietkova M.</i> Thermodynamic Analysis of the Heat Pump Ventilation System for Support of Comfort Conditions in Industrial Premises with Release of Moisture	77
<b>Dolmatov D., Hajivand Masoud</b> On Low-Emission Annular Combustor Based on Designing of Liner Air Admission Holes	83

# НАУКОВЕ ВИДАННЯ

# ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ». СЕРІЯ: ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ

Збірник наукових праць

№ 13(1289) 2018

Науковий редактор: Усатий О. П., д-р техн. наук, проф. Технічний редактор: Науменко С. П., стар. викл.

Відповідальний за випуск Обухова Г. Б., канд. техн. наук

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ» Кафедра турбінобудування Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11 e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua

Обл. вид. № 13-18.

Підписано до друку 02.04.2018 р. Формат 60х90<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Папір офсетний 80 г/м<sup>2</sup>. Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 5,0. Наклад 100. Зам. № 2320-18. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої справи ДК № 5478 від 21.08.2017 р. 61002, м. Харків, вул. Кирпичова, 2

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт» Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців ДК № 333 від 09.02.2001 р. 61023, м. Харків, а/с 10325. тел. (057) 714-09-08