

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**

№ 3(1328) 2019

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

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

No. 3(1328) 2019

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2019

Kharkiv
NTU "KhPI", 2019

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 : НТУ «ХПІ», 2019. — № 3(1328). — 102 с. — ISSN 2078-774X.

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

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Головний редактор

Сокол С. І., д.т.н., чл.-кор. НАНУ, НТУ «ХПІ», Україна

Заст. головного редактора

Марченко А. П., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Секретар

Горбунов К. О., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Редакційна колегія серії

Відповідальний редактор:

Усатий О. П., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний секретар:

Тарасов О. І., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Члени редколегії:

Ганжа А. М., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Гнесін В. І., д.т.н., проф., ІПМаш НАНУ, Україна

Yershov S., д.т.н., проф., USA

Ефімов О. В., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Ligrani P., д.т.н., проф., University of Alabama in Huntsville, USA

Литвиненко О.О., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Matas R., к.т.н., University of West Bohemia in Plzen, Czech

Мацевитий Ю. М., д.т.н., дійсний чл. НАНУ, ІПМаш НАНУ, Україна

Nick S., д.т.н., проф., Cardiff University, UK

Русанов А. В., д.т.н., проф., чл.-кор. НАНУ, ІПМаш НАНУ, Україна

Rzadkowski R., д.т.н., проф., Institute flow machines PAN, Poland

Тарасенко М. О., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Халатов А. А., д.т.н., проф., дійсний чл. НАНУ, ІТТФ НАНУ, Україна

Черноусенко О. Ю., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Шубенко О. Л., д.т.н., проф., чл.-кор. НАНУ, ІПМаш НАНУ, Україна

Юдін Ю. О., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Editor-in-chief

Sokol E. I., D.Sc., corresponding member NAS of Ukraine, NTU "KhPI", Ukraine

Deputy editor-in-chief

Marchenko A. P., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine

Secretary

Gorbunov K. O., Ph.D., NTU "KhPI", Ukraine

Editorial staff

Associate editor:

Usaty A. P., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine

Executive secretary:

Tarasov A. I., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine

Editorial staff members:

Ganzha A. M., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine

Gnesin V. I., D.Sc., Prof., IPMach NAS of Ukraine

Yershov S., D.Sc., Prof., USA

Yefimov A. V., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine

Ligrani P., D.Sc., Prof., University of Alabama in Huntsville, USA

Lytvynenko O., Ph.D., Prof., NTU "KhPI", Ukraine

Matas R., Ph.D., University of West Bohemia in Plzen, Czech

Matsevity Yu. M., D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine, IPMach NAS of Ukraine

Nick S., D.Sc., Prof., Cardiff University, UK

Rusanov A. V., D.Sc., corresponding member NAS of Ukraine, IPMach NAS of Ukraine

Rzadkowski R., D.Sc., Prof., Institute flow machines PAN, Poland

Tarasenko M. O., Ph.D., Prof., NTU "KhPI", Ukraine

Khalatov A. A., D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine, Institute of engineering thermophysics of NAS of Ukraine

Chernousenko O. Yu., D.Sc., Prof., National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

Shubenko O. L., D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine, IPMach NAS of Ukraine

Yudin Yu. A., Ph.D., Prof., NTU "KhPI", Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 2 від 25 січня 2019 р.

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

<i>Черноусенко О. Ю., Риндюк Д. В., Пешко В. А.</i> Напружено-деформований стан ротора турбіни К-1000-60/3000 при типових режимах експлуатації.....	4
<i>Усатий О. П., Пащенко Ю. Г., Авдєєва О. П.</i> Порівняльна оцінка ефективності двох технологічних підходів з проектування та виготовлення робочих решіток циліндра високого тиску турбіни К-330-23,5.....	11
<i>Тарасов О. І., Литвиненко О. О., Михайлова І. О.</i> Розрахунок системи охолодження газових турбін з повітроохолоджувачами.....	24
<i>Юдін Ю. О., Суботович В. П., Лапузін О. В., Малимон І. І.</i> Аеродинамічне дослідження вісерадіальних дифузоров для осьового компресора газотурбінної установки.....	31
<i>Олейник Ю. А., Сапрыкин С. А., Науменко С. П.</i> Методы определения КПД центробежного нагнетателя с учетом потерь энергии.....	36
<i>Третьяк А. В., Коврига А. Е., Репетенко М. В., Нурметов Р. Р.</i> Исследование теплового состояния гидрогенератора зонтичного типа методами САЕ.....	42
<i>Зайцев Б. Ф., Гришин Н. Н., Протасова Т. В., Дмитрик В. В., Усатый А. П.</i> Оценка напряженного и вибрационного состояний ротора паровой турбины при наличии дефекта.....	47
<i>Гришин Н. Н., Зайцев Б. Ф., Морачковский О. К., Пащенко Ю. Г., Кантор А. Г.</i> Динамика системы роторов турбоагрегата мощностью 1100 МВт.....	55
<i>Гришин М. М., Зайцев Б. П., Морачковский О. К., Пащенко Ю. Г., Кантор О. Г.</i> Оцінка динамічної міцності валопроводу зі зварними роторами циліндрів низького тиску турбіни К-220-44-1.....	61
<i>Гришин Н. Н., Зайцев Б. Ф., Пальков И. А., Кантор А. Г., Пащенко Ю. Г.</i> Сварной комбинированный ротор паровой турбины К-325-23,5.....	66
<i>Yefimov A., Romashov Yu., Kavertsev V.</i> Estimating Workability of Steam Boilers Superheaters Considering with the High-Temperature Creep and Uniform Chemical Corrosion.....	76
<i>Гонтаровский П. П., Глядя А. А., Гармаш Н. Г.</i> Расчеты на сейсмостойкость блока узла замера расхода газа.....	82
<i>Касьяненко И. В.</i> Особенности повреждаемости длительно эксплуатируемых сварных соединений паропроводов.....	87
<i>Гаращенко Е. С.</i> Особенности применения теплоустойчивых сталей для паропроводов и элементов их систем.....	91
<i>Бердышев Н. Ю., Жадик А. Ю.</i> Повышение эффективности работы тепловых сетей при регулировании тепловой нагрузки на вводах потребителей.....	95

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РИНДЮК, В. А. ПЕШКО

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН РОТОРА ТУРБИНИ К-1000-60/3000 ПРИ ТИПОВИХ РЕЖИМАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Продовження експлуатації атомних електричних станцій України понад парковий ресурс потребує проведення перевіркового розрахунку основних елементів енергетичного обладнання, що визначають ресурсні характеристики. Відповідно до нормативних документів, продовження ресурсу турбінного обладнання потребує проведення розрахунку теплового та напружено-деформованого стану основних елементів, а саме ротора високого тиску. В роботі представлено числове математичне дослідження ротора циліндру високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000 на базі тривимірного просторового аналогу. Розглянуто вирішення крайової задачі нестационарної теплопровідності для типових експлуатаційних режимів паротурбінної установки, з використанням скінчено-елементного методу дискретизації розрахункової області. Напружено-деформований стан ротора високого тиску розраховано з врахуванням сумісної дії температурних напружень, нерівномірності температурного поля, напружень від тиску та відцентрових сил. Розрахунки термонапруженого стану ротора на номінальному режимі експлуатації розглянуто в квазістационарній постановці, на змінних пускових режимах роботи – в нестационарній постановці. Встановлено, що при роботі на експлуатаційних режимах, що близькі до номінального, зоною концентрації максимальної інтенсивності напружень є осьовий отвір в області четвертого та п'ятого ступенів тиску. На змінних режимах роботи частими концентраторами напружень виступають розвантажувальні отвори та галтельні скруглення усіх ступенів. Встановлено, що максимальне значення інтенсивності напружень на номінальному режимі роботи складає 158 МПа. На змінних режимах роботи значення інтенсивності умовних пружних напружень не перевищують 226–263 МПа для усіх типів пусків.

Ключові слова: атомна електростанція, парова турбіна, ротор високого тиску, режими експлуатації, тепловий стан, напружено-деформований стан.

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РИНДЮК, В. А. ПЕШКО

НАПРЯЖЕНО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ РОТОРА ТУРБИНЫ К-1000-60/3000 ДЛЯ ТИПОВЫХ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Продление эксплуатации атомных электростанций Украины на сверх парковый ресурс требует проведения поверочного расчета основных элементов энергетического оборудования, определяющего ресурсные характеристики. В работе представлено численное математическое исследование ротора цилиндра высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000 на базе трехмерного пространственного аналога. Рассмотрено решение краевой задачи нестационарной теплопроводности для типовых эксплуатационных режимов паротурбинной установки, с использованием конечно-элементного метода дискретизации расчетной области. Напряженно-деформированное состояние ротора высокого давления рассчитано с учетом совместного действия температурных напряжений, неравномерности температурного поля, напряжений от давления и центробежных сил. Расчеты термонапряженного состояния ротора на номинальном режиме эксплуатации рассмотрено в квазистационарной постановке, на переменных пусковых режимах работы - в нестационарной постановке. Установлено, что при работе на эксплуатационных режимах, близких к номинальному, зоной концентрации максимальной интенсивности напряжений является осевое отверстие в области четвертой и пятой ступеней давления. На переменных режимах работы частыми концентраторами напряжений выступают разгрузочные отверстия и галтельные скругления всех ступеней. Установлено, что максимальное значение интенсивности напряжений на номинальном режиме работы составляет 158 МПа. На переменных режимах работы значения интенсивности условных упругих напряжений не превышают 226–263 МПа для всех типов пусков.

Ключевые слова: атомная электростанция, паровая турбина, ротор высокого давления, режимы эксплуатации, тепловое состояние, напряженно-деформированное состояние.

O. CHERNOUSENKO, D. RINDYUK, V. PESHKO

THE STRAIN-STRESS STATE OF K-1000-60/3000 TURBINE ROTOR FOR TYPICAL OPERATING MODES

The extension of the exploitation-time of nuclear power plants over the park service life-time requires the verification of the main elements of power equipment that determine the resource characteristics. According to the regulatory documents, the extension of the service life-time of steam turbine equipment requires the calculation of the thermal and stress-strain state of its main elements, namely the high-pressure rotor. The numerical mathematical study of high-pressure rotor of the steam turbine K-1000-60/3000 is investigated in the paper. The boundary task of unsteady heat conduction for typical operating conditions of a steam turbine installation is considered. To solve differential heat conduction equations, a finite-element method of discretization of the computational domain was used. The strain-stress state of the high-pressure rotor is calculated with taking into account the combined effect of temperature stresses, irregularity of the temperature field, stresses from pressure and centrifugal forces. The calculation of the nominal mode of exploitation regime is performed in a quasi-stationary setting. The calculation of the variable modes of operation is performed in a non-stationary setting. It has been established that when operating at exploitation conditions that are close to the nominal regime, the zones of maximum stress intensity concentration are axial bore in the area of the fourth and fifth pressure stages. At exploitation in variable operating modes, frequent stress concentrators are discharge openings and fillet transitions of all stages. It has been established by calculation that for a high-pressure rotor of a K-1000-60/3000 steam turbine, the maximum of stress intensity is 158 MPa at nominal operating mode. At variable operating modes, the value of the intensity of the conditional elastic stresses does not exceed 226–263 MPa for all types of turbine launches.

Key words: nuclear power plant, steam turbine, high-pressure rotor, exploitation regimes, thermal state, strain-stress state.

Вступ

В загальному енергетичному балансі України виробіток електроенергії атомними електростанціями складає від 50 % до 58 % за останні роки. В умовах значного вичерпання ресурсу енергетичного обладнання та дефіциту органічного палива на теплових електростанціях, надійність роботи ядерної енергетики створює передумови сталого розвитку енергетичного сектору України.

Згідно програми продовження термінів експлуатації енергетичного обладнання АЕС України, з п'ятнадцяти діючих енергоблоків продовжено на 10-20 років роботу блоків № 1, 2 Рівненської (РАЕС), № 1, 2 Запорізької (ЗАЕС) та № 1, 2 Южно-Української атомних електростанцій (ЮУАЕС). Досвід проведених робіт показав, що питомі фінансові витрати на виконання вимог нормативних документів, які забезпечують можливість отримання ліцензії на експлуатацію енергоблоків в період додаткового строку служби, значно менше витрат на будівництво нових енергоблоків.

У 2017–2018 роках вичерпався термін експлуатації енергоблоків № 3 РАЕС, № 3, 4 ЗАЕС та № 1 Хмельницької АЕС. До 2020 року спливає термін проектної експлуатації атомних енергоблоків № 3 ЮУАЕС та № 5 ЗАЕС. Продовження термінів експлуатації енергоблоків АЕС після завершення проектного терміну, за умови виконання норм ядерної та радіаційної безпеки є одним з найбільш ефективних шляхів для часткового вирішення проблеми заміщення генеруючих потужностей [1].

Перегляд раніше встановлених термінів служби енергетичного обладнання енергоблоків АЕС передбачає оцінку залишкового ресурсу його основних вузлів, першим етапом якої є визначення теплового та напружено-деформованого стану найбільш відповідальних елементів турбін [2].

Мета роботи

Метою даної роботи є розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора циліндру високого тиску (ЦВТ) парової турбіни К-1000-60/3000 блока 1000 МВт державного підприємства НАЕК «Енергоатом» згідно нормативних документів [3–4].

Об'єкт дослідження та особливості чисельної моделі

Турбіна К-1000-60/3000 – парова, конденсаційна, п'ятициліндрова. Циліндр високого тиску розташований в середній частині турбіни, а циліндри низького тиску – симетрично по обидві сторони ЦВТ. Турбіна обладнана проміжною сепарацією вологи та одноступінчастим паровим проміж-

ним перегрівом, розрахована для роботи в блоці з реактором ВВЕР-1000 [5].

Ротор ЦВТ – суцільнокований, з постійним кореневим діаметром усіх ступенів. Кріплення робочих лопаток усіх ступенів до дисків валу виконується за допомогою хвостовиків виделчатого типу із зовнішньою виделкою, що закриває обід диска. Матеріал ротора високого тиску – хромонікелева легована сталь 30ХНЗМ1ФА.

Для зменшення перетоку пари, в зазорах між тілом діафрагми та валом виконані діафрагмові ущільнення, що представляють собою сегменти ущільнень, розміщених в розточках діафрагм. В діафрагмах другого і п'ятого ступенів встановлено по одному ряду сегментів, а в діафрагмах третього і четвертого ступенів – по два ряди.

В місцях виходу ротора з корпусу встановлено кінцеві ущільнення, що призначені для запобігання присосів повітря в турбіну на етапах набору вакууму та при роботі на низьковитратних режимах експлуатації, а також для запобігання витoku пари в машзал при близьких до номінального режимів роботи. Кінцеві ущільнення представляють собою сегменти, що розміщені в обоймах та вилочки гребне-подібної форми на валу.

Для виконання розрахункової оцінки теплового (ТС) та напружено-деформованого стану (НДС) ротора високого тиску враховано фактичні дані про режими експлуатації парової турбіни, властивості металу її основних елементів згідно нормативних документів [3–4].

Геометрична модель конструктивно-складного ротора ЦВТ виконана у тривимірній постановці з врахуванням його основних елементів. Просторовий аналог ротора створено на основі паспортного креслення турбіни К-1000-60/3000 і представлено на рис. 1.

Дослідження теплового стану ротора високого тиску передбачає рішення краєвої задачі нестационарної теплопровідності, для чого задаються граничні умови (ГУ) теплообміну на поверхнях об'єкту, згідно до розробленого програмного комплексу [6].

Для розрахунку ГУ враховувалися схеми витоків пари в проточній частині та в ущільненнях, а також реальні графіки роботи за різних теплових станів. Пуски турбіни проводились згідно до відповідних графіків-завдань:

а) при температурі металу зовнішньої поверхні фланця ЦВТ в зоні паровпуску $T_{\text{фл}} < 100$ °С – згідно графіка-завдання пуску з холодного стану (ХС);

б) при температурі $T_{\text{фл}} = 100$ – 150 °С – згідно графіка-завдання пуску з неостиглого стану (НС);

в) при температурі $T_{\text{фл}} > 150$ °С – згідно графіка-завдання пуску з гарячого стану (ГС).

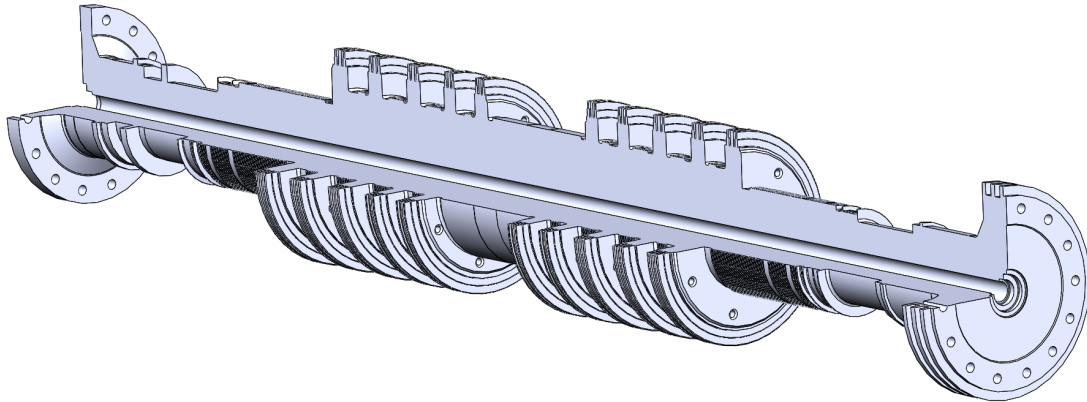


Рис. 1 – 3-D просторовий аналог ротора циліндра високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000

Граничні умови теплообміну розраховані для типових експлуатаційних режимів, а саме стаціонарного режиму роботи та пусків з холодного, неостиглого та гарячого станів металу. Приклад такого розрахунку наведено в [7].

Оскільки ротор високого тиску турбіни К-1000-60/3000 в області проточної частини та кінцевих ущільнень є геометрично симетричним та характер процесів що перебігають в лівій та правій частині є аналогічним, було прийнято рішення скоротити досліджувану область від першого ступеня до останньої камери кінцевого ущільнення правої частини ротора (рис. 3а).

Розрахункова оцінка теплового та напружено-деформованого стану ротора ЦВТ

Проведення числового дослідження теплового та напружено-деформованого станів ротора супроводжувалося заданням теплофізичних та фізико-механічних властивостей його сталі в залежності від температури відповідно до рекомендацій [4].

НДС оцінювався у пружно-пластичній постановці з використанням скінчено-елементного

методу дискретизації розрахункової області. Враховувалися основні типи напружень, а саме температурні напруження, нерівномірність температурних полів, напруження від тиску та відцентрових сил.

Тепловий та напружено-деформований стан для стаціонарного режиму роботи виконано у квазістаціонарній постановці та наведено на рис. 2. Рівень температур відповідає номінальному режиму роботи пари в проточній частині і складає 270 °С для першого ступеня та 165–228 °С з другого по четвертий ступені. Максимальна інтенсивність умовних пружних напружень спостерігається в осьовому отворі та в розвантажувальних отворах дисків всіх п'яти ступенів $\sigma_i = 158$ МПа. В інших характерних зонах РВТ інтенсивність напружень складає від 66 МПа до 105 МПа.

Високий рівень інтенсивності напружень в області осьового отвору пояснюється великими значеннями відцентрових сил, що діють на значні зосередження маси, якими є диски ступенів тиску та їх робочі лопатки. При чому найбільший рівень напружень спостерігається ближче до п'ятого ступеня, який є найбільш масивним та облопачений найважчими лопатками.

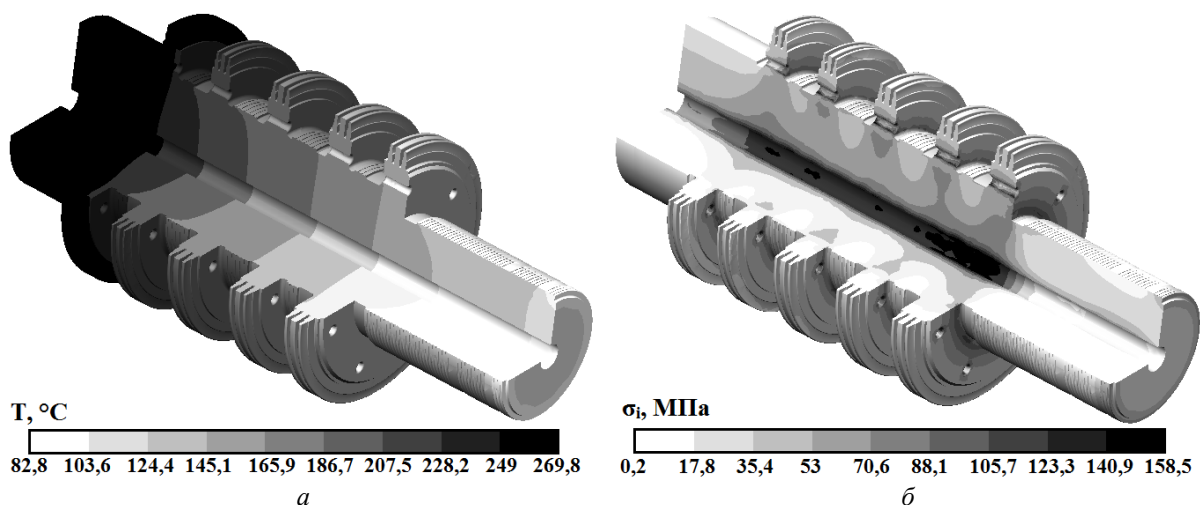


Рис. 2 – Результати розрахунку номінального режиму роботи ротора високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000: а – тепловий стан; б – напружено-деформований стан

Пускові режими роботи турбоустановки розглянуті у нестационарній постановці, з результатами щодо ТС та НДС в кожен момент пускового часу. Особливий інтерес на змінних режимах роботи представляє інформація щодо нерівномірності температурних полів у часі, яка представлена у вигляді динаміки зміни градієнта температур для найбільш характерних областей РВТ.

На рис. 3 представлено характер зміни градієнтів температур при пуску з холодного стану металу. Характерними областями (рис. 3а), що обрані для дослідження, є: 1 – передня галтель першого ступеня тиску; 2 – область переходу від полотна до хвостового з’єднання диску першого ступеня; 3 – розвантажувальний отвір першого ступеня; 4 – другий гребінь сегмента діафрагмового ущільнення другого ступеня; 5 – останній гребінь першого сегмента кінцевого ущільнення, 6 – зона РВТ за

передостаннім сегментом кінцевого ущільнення. Градієнт температур досягає свого максимального значення на початкових етапах пуску (рис. 3б) і для певних досліджуваних областей складає $\text{grad}T = 1200 \text{ K/m}$. Наступні локальні максимуми значень градієнта температур спостерігаються в момент часу 10200 с та наприкінці пускового режиму. В цілому, слід відзначити рівень значень градієнта температур не вище 1300 K/m протягом пуску з холодного стану, що свідчить про незначну нерівномірність температурного поля.

Самі температурні поля для моментів часу 3200 с та 10200 с наведено на рис. 4. Максимальне значення температур основного металу ротора ЦВТ спостерігається на першому ступені і змінюється від 157°C на початкових етапах роботи, до 270°C на номінальному режимі експлуатації.

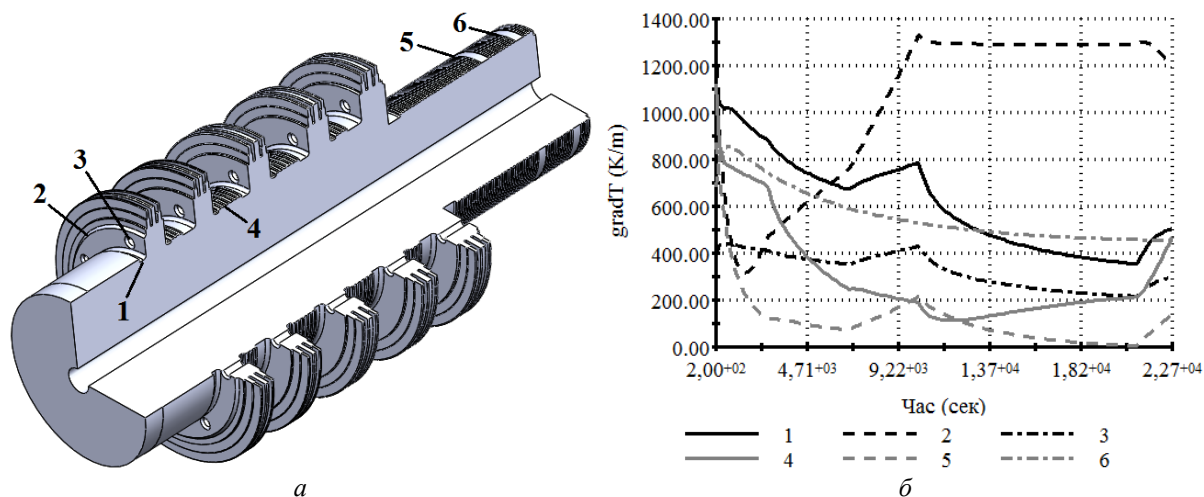


Рис. 3 – Динаміка зміни нерівномірності температурного поля ротора при пуску з ХС: а – характерні області дослідження; б – зміна градієнта температур протягом пуску

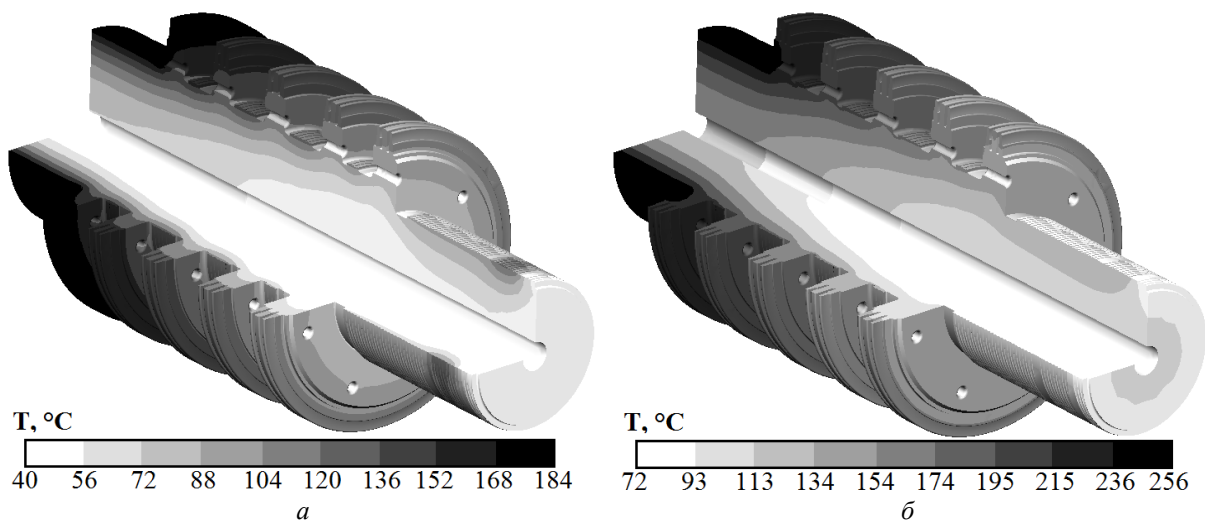


Рис. 4 – Тепловий стан ротора високого тиску при пуску з ХС в момент часу: а – 3200 с; б – 10200 с

У відношенні напружено-деформованого стану, слід відзначити, що найвищі значення інтенсивності умовних пружних напружень при пуску з ХС, спостерігаються на початкових етапах. Це пояснюється високими значеннями градієнтів температур, що пов'язані з контактом свіжої пари з температурою 170–186 °С з відносно непрогрітим матеріалом ротора. При цьому складова відцентрових сил має незначний вплив на напружено-деформований стан, оскільки, у ці моменти часу, частота обертання ротора визначається валоповоротним пристроєм і складає близько 4–6 об/хв.

Максимальні значення інтенсивності напружень відповідають моменту часу 1400 с (рис. 5а) і складають $\sigma_i = 263$ МПа для розвантажувальних отворів диску першого ступеня. Ці значення зберігаються майже незмінними до моменту часу 6800 с (рис. 5б), починаючи з якого спостерігається поступове зменшення загального рівню напружень безпосередньо до завершення пускового етапу турбоустановки.

Починаючи з 6800 с (рис. 5б) частота обертання турбіни сягає свого номінального значення (3000 об/хв) і зонами високих напружень стають не лише розвантажувальні отвори та галтельні переходи дисків ступенів, а й осьовий отвір ротора, що пов'язано зі значним збільшенням впливу відцентрових сил.

Тривалість пуску з гарячого стану металу для турбіни К-1000-60/3000 складає 15600 с. Характер зміни градієнтів температур представлено на рис. 6а. Максимальне значення $\text{grad}T = 1580$ К/м спостерігається в області передньої галтелі першого ступеня тиску в момент часу 1200 с. Наступні локальні максимуми значень градієнта температур спостерігаються в момент часу 3200 с та наприкінці пускового режиму в момент часу 15600 с.

Як і у випадку пуску з холодного стану, при пуску з гарячого стану спостерігається високе зна-

чення градієнту температур для хвостових з'єднань дисків ротора, зокрема для першого диску $\text{grad}T = 1400$ К/м.

Тепловий стан РВТ при пуску з гарячого стану ГС представлений на рис. 6б для моменту часу $\tau = 6600$ с. Значення температур для проточної частини ротора змінюється від 254 °С на першому ступені тиску до 168 °С – на п'ятому ступені.

При дослідженні напружено-деформованого стану РВТ в період пуску з гарячого стану встановлено, що на початкових етапах пуску, коли свіжа пара має температуру 170 °С, а частота обертання ротора визначається валоповоротним пристроєм, рівень інтенсивності напружень для всього валу не перевищує 75 МПа. Лише з моменту часу 1200 с, інтенсивність напружень стрибкоподібно зростає до $\sigma_i = 177$ МПа в області передньої галтелі першого ступеня і далі продовжує повільно зростати.

Максимальний рівень інтенсивності напружень в роторі високого тиску турбіни К-1000-60/3000 при пуску з гарячого стану ГС має місце в момент часу 3200 с, коли частота обертання валу є номінальною ($n_0 = 3000$ об/хв), параметри пари, що подається в турбіну є близькими до номінальних ($t_n = 254$ °С), а нерівномірність температурного поля описується високими значеннями градієнтів температур $\text{grad}T = 1000$ –1350 К/м. Всі вказані вище фактори спричиняють появу інтенсивності напружень $\sigma_i = 226$ МПа в області осьового отвору валу та $\sigma_i = 170$ –188 МПа в областях галтелей та розвантажувальних отворів усіх п'яти ступенів тиску (рис. 7а). При пуску турбоустановки, значення інтенсивності напружень поступово зменшуються від 207 МПа в момент часу 6600 с (рис. 7б) до 166 МПа, що мають місце при виході на номінальний режим роботи в момент часу 15600 с в осьовому отворі ротора.

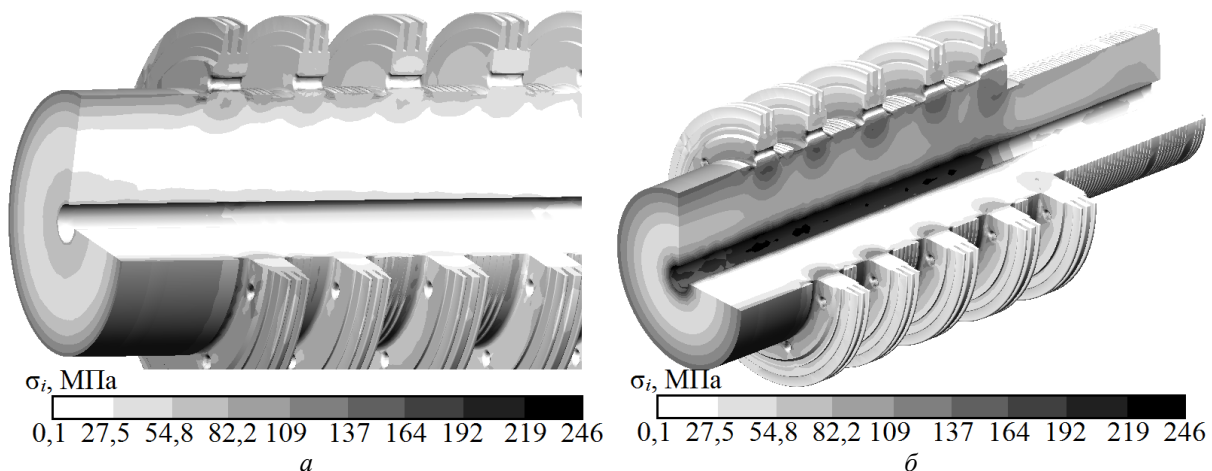


Рис. 5 – Напружено-деформований стан РВТ при пуску з ХС в момент часу: а – 1400 с; б – 6800 с

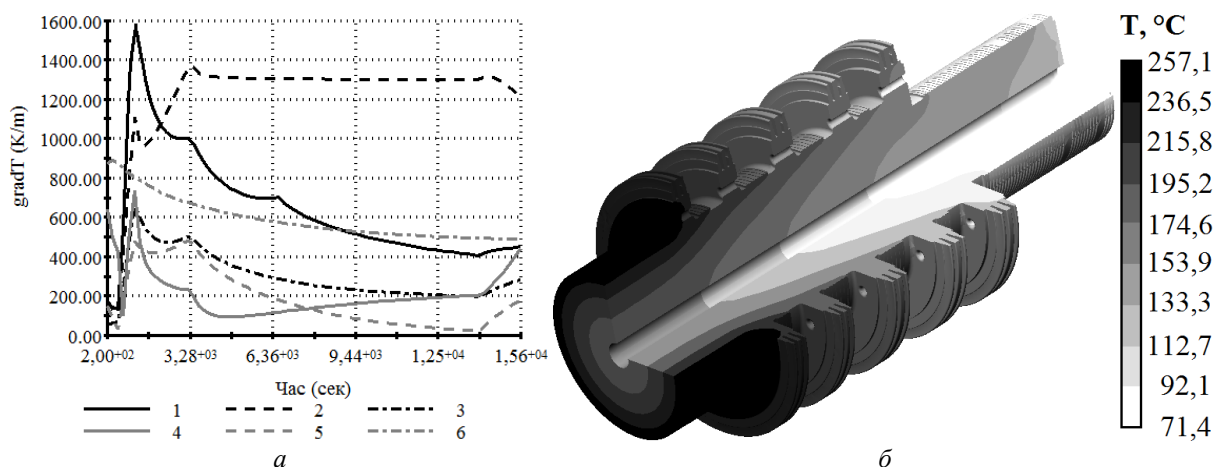


Рис. 6 – Тепловий стан РВТ турбіни К-1000-60/3000 при пуску з гарячого стану:
а – зміна градієнтів температур; б – тепловий стан в момент часу 6600 с

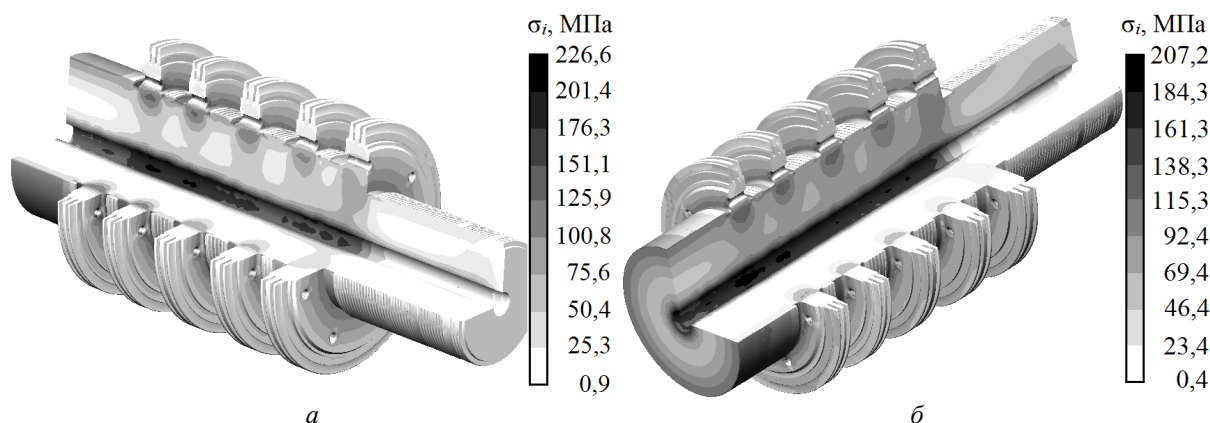


Рис. 7 – Напружено-деформований стан РВТ при пуску з ГС в момент часу: а – 3200 с; б – 6600 с

Аналогічні дані було отримано для пуску з неостиглого стану НС. Максимальна інтенсивність умовних пружних напружень має місце у момент часу 6600 с та дорівнює 235 МПа в осьовому отворі та розвантажувальних отворах дисків всіх п'яти ступенів. В інших зонах РВТ інтенсивність умовних пружних напружень складає від 156 МПа до 58 МПа.

Проведені розрахунки надають підставу до проведення оцінки довготривалої міцності та стійкості до малоциклової втоми основного металу ротора високого тиску, що, в свою чергу, дозволять прийняти рішення про допустимість подальшої експлуатації паротурбінної установки, згідно до нормативних документів [3, 4].

Висновки

1. Станом на кінець 2018 року закінчився термін експлуатації 10 блоків АЕС України. До 2020 року спливає термін проектної експлуатації ще двох атомних енергоблоків. Для вирішення питання про допустимість продовження експлуатації паротурбінної установки АЕС необхідно про-

вести розрахунок ресурсних показників її основних елементів.

2. Для парової турбіни К-1000-60/3000 розроблено модель розрахунку теплового та напружено-деформованого стану ротора високого тиску на базі 3D-просторового аналогу. Розглянуто типові експлуатаційних режими, а саме стаціонарний режим роботи та пуски з холодного, неостиглого та гарячого станів металу.

3. За допомогою математичного моделювання отримано розрахункові дані, щодо ТС та НДС ротора високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000, з урахуванням реальних умов експлуатації та основних типів напружень обертового обладнання.

4. Визначено, що для ротора високого тиску домінуючий вплив на напружено-деформований стан має відцентрова сила, що діє на масивні обертові елементи турбіни. Встановлено, що максимальне значення інтенсивності напружень на стаціонарному режимі роботи виникає в області осьового отвору валу під п'ятим ступенем тиску і складає $\sigma_i = 158$ МПа.

5. При пуску з холодного стану максимальний рівень інтенсивності напружень ($\sigma_i = 263$ МПа) виникає в момент часу 1400 с і пов'язаний із сумісною дією температурних напружень та нерівномірністю температурного поля. При пуску з гарячого стану ГС максимальний рівень інтенсивності напружень ($\sigma_i = 226$ МПа) виникає в момент часу 3200 с в області осевого отвору валу. При пуску з неостиглого стану НС-1 максимальний рівень інтенсивності напружень ($\sigma_i = 235$ МПа) виникає в момент часу 6600 с.

6. Виконані розрахунки дозволяють провести оцінку довготривалої міцності та стійкості до малоциклової втоми основного металу ротора високого тиску, а також прийняти рішення про допустимість подальшої експлуатації згідно до нормативних документів.

Список літератури

1. Скалозубов В. И., Ключников А. А., Лещетная Е. С. Основы продления эксплуатации АЭС с ВВЭР: монография. *Ин-т проблем безопасности АЭС. Чернобыль* (Киев., обл.): Ин-т проблем безопасности АЭС, 2011. ISBN 978-966-02-5762-7.
2. Навроцкий Б. Л., Мороз М. А., Скип П. В. Выполнение комплекса мероприятий по оценке технического состояния и переназначения срока эксплуатации турбин 1000 МВт энергоблоков АЭС. *Збірник наукових праць СНУЯЕтаП*. 2012. С. 52–59. ISSN 2076-1570.
3. СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни : методичні вказівки / Міненергуюгілья України / М. Г. Шульженко. Офіц. вид., 2011. 24 с.
4. 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.
5. Турбина паровая К-1000/60-3000. Техническое описание и инструкция по эксплуатации № 1-Э-ТЦ-2. Кузнецовск: НАЭК «ЭНЕРГОАТОМ», 2006. 112 с.
6. 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.
7. Черноусенко О. Ю., Нікуленков А. Г., Нікуленкова Т. В., [та ін] Розрахунок граничних умов для визначення тепло-

вого стану ротора високого тиску турбіни АЕС К-1000-60/3000. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХП», 2018. № 12(1288). Бібліогр.: 4 назв. С. 51–55. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.09.

References (transliterated)

1. (2005), *ND MPE Ukrainy. Kontrol' metalu i prodovzhennya terminu ekspluatatsiyi osnovny'x elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovy'x elektrostancij*. – *Ty'pova instrukciya. SOU-N MPE 40.17.401:2004 [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004]*, GRIFRE, Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev, Ukraine.
2. Navrotsky B. L., Moroz M. A., Skip P. V. (2012), Implementation of a set of measures to assess the technical condition and reassign the life of the turbines of 1000 MW of NPP power units, *Collection of scientific works SNUYaEtaP*, pp. 52-59. ISSN 2076-1570.
3. Shulzhenko, N. G. (2011), SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 *Yu'znachennya rozrakhunkovogo resursu ta ocinky' zhyvuchosti rotoriv ta korpusny'x detalej turbiny' : Metody'chni vkazivky' / Minenergovugillya Ukrainy' [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.
4. (1996), RD 34.17.440-96. *Metodicheskie ukazaniya o porjadke provedeniya rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovy'x turbin i prodlenii sroka ih jekspluatatsii 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.
5. (2006), *Turbina parovaya K-1000/60-3000. Tehnicheskoe opisaniye i instruksiya po ekspluatatsii # 1-E-TTs-2 [Steam turbine K-1000/60-3000. Technical specification and maintenance instruction No. 1-E-TTs-2]*, Kuznetsovsk, Russian.
6. 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.
7. Chernousenko, O., Nikulenkova, T., Nikulenkova T., [et. al.] (2018), "Calculating boundary conditions to determine the heat state of high pressure rotor of the turbine NPP K-1000-60/3000", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 12(1288), pp. 51–55, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.09.

Надійшла (received) 05.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Черноусенко Ольга Юрійвна (Черноусенко Ольга Юрьевна, Chernousenko Olga Yuriivna) – доктор технічних наук, професор, КПП 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 (Риндюк Дмитрий Викторович, Rindyuk Dmitro Viktorovich) – кандидат технічних наук, доцент, КПП 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, КПП ім. Ігоря Сікорського, старший викладач 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>.

О. П. УСАТИЙ, Ю. Г. ПАЩЕНКО, О. П. АВДЕЄВА

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ДВОХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПІДХОДІВ З ПРОЕКТУВАННЯ ТА ВИГОТОВЛЕННЯ РОБОЧИХ РЕШІТОК ЦИЛІНДРА ВИСОКОГО ТИСКУ ТУРБИНИ К-330-23,5

В роботі наведена порівняльна оцінка ефективності двох технологічних підходів з проектування та виготовлення робочих решіток ротора циліндра високого тиску (ЦВТ) турбіни К-330-23,5. Один підхід потребує використання більш удосконаленої, але і більш дорогої технології виготовлення робочих лопаток, використання яких дозволяє отримати більш ефективні робочі решітки ротора ЦВТ. Інший підхід базується на використанні спрощеної технології виготовлення робочих лопаток з меншими витратами на їх виробництво, але їх використання призводить до виникнення додаткових втрат енергії в таких решітках, що веде до зниження ефективності решіток і всієї проточної частини ЦВТ турбіни К-330-23,5.

Ключові слова: ротор турбіни, робочий профіль, робоча лопатка, робоча решітка, оптимізація, проточна частина, технологія.

А. П. УСАТЫЙ, Ю. Г. ПАЩЕНКО, Е. П. АВДЕЕВА

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВУХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПОДХОДОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧИХ РЕШЕТОК ЦИЛИНДРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ К-330-23,5

В работе приведена сравнительная оценка эффективности двух технологических подходов по проектированию и изготовлению рабочих решеток ротора цилиндра высокого давления (ЦВТ) турбины К-330-23,5. Один подход требует использования более совершенной, но и более дорогой технологии изготовления рабочих лопаток, использование которых позволяет получить более эффективные рабочие решетки ротора ЦВТ. Другой подход базируется на использовании упрощенной технологии изготовления рабочих лопаток с меньшими затратами на их производство, но их использование приводит к возникновению дополнительных потерь энергии в решетках, что ведет к снижению эффективности решеток и всей проточной части ЦВТ турбины К-330-23,5.

Ключевые слова: ротор турбины, рабочий профиль, рабочая лопатка, рабочая решетка, оптимизация, проточная часть, технология.

O. USATYI, YU. PASCHENKO, O. AVDIEIEVA

A COMPARATIVE EVALUATION OF THE EFFICIENCY TWO TECHNOLOGICAL APPROACHES TO THE DESIGN AND MANUFACTURE OF THE BLADE CASCADES OF HIGH PRESSURE CYLINDER TURBINE K-330-23.5

The purpose of this research is to study and substantiate the possibility of the use of two options of the technology to manufacture blades in order to provide an optimal variant of the flow part for the high pressure cylinder (HPC) turbine K-330-23.5. The methods of comparative analysis have been used for the comprehensive estimation of the advantages and drawbacks of each technology in question used for the design and manufacture of blades. To solve optimization problems we used the methods of multiparametric multicriterion and multilevel optimization of complex engineering objects. These methods are based on the use of the algorithms of experimental design theory, LP-*r*-sequence, "bee swarm", nonlinear programming, etc. The computation of steam flow in the turbine flow part and water steam properties has been based on the use of the methods of numerical solution of appropriate equation systems. CFD-methods have been used to estimate the efficiency of rotors assembled using the blades that were manufactured based on the technologies of a different level of complexity. The calculated analysis and the optimization research showed that contemporary optimization methodologies used to get optimal flow parts for the HPC of K-330-23.5 turbine allow us to provide highly efficient flow parts for the HPC using the two types of technologies suggested for the manufacture of blades and blades cascades. At the same time, the research done proved that the use of more expensive technology for the manufacture of blades combined with the solution of multiparametric optimization problem provides a high gain both in the efficiency factor and the cylinder power in comparison with a simpler technology used for the manufacturing of blades. The use of contemporary optimization algorithms allows for a considerable increase in the efficiency of the flow parts of steam turbines even if simplified technologies are used to manufacture rotor blades.

Key words: the turbine rotor, blade profile, blade, blades cascade, optimization, flow part, and the technology.

Вступ

Відомим є факт, що циліндри високого тиску парових турбін роблять істотні внески в загальні інтегральні показники (потужність та ККД) турбоагрегатів. Головним чином це обумовлено тим, що через проточну частину (ПЧ) циліндрів високого тиску проходить максимальна масова витрата пари. Це накладає особливі вимоги на проектування ПЧ ЦВТ і їх соплового облопачення та облопачення роторів. Для того, щоб максимально використа-

ти переваги ЦВТ, які обумовлені протіканням максимальної витрати пари через його ПЧ, раціональними виглядають рішення направлені на підвищення наявного теплоперепаду і ККД, особливо першого відсіку ЦВТ. Правильність таких рішень підтверджується розрахунковими дослідженнями з оптимізації параметрів, як теплових схем турбоагрегатів [1], так і проточних частин парових турбін [2]. Особливо гостро стоїть проблема створення високоефективних турбінних ступенів для проточних частин ЦВТ з високим рівнем наявного тепло-

вого перепаду. Найбільше ця проблема торкається облопачення роторів ЦВТ.

На сьогодні, не виникає сумніву, що створення високоефективних проточних частин парових турбін неможливе без використання в процесі проектування сучасних досягнень в галузі оптимального проектування складних технічних систем [3, 4, 5], до яких відноситься і проточна частина ЦВТ.

Отримані оптимальні проектні рішення повинні бути реалізовані в конструкторській та технологічній документації, яка забезпечить відповідний процес виробництва оптимальної конструкції парової турбіни. Безумовно рівень та можливості технології виробництва можуть внести корективи в результат оптимізації, що звісно вплине на кінцевий результат. Тому, інколи виникає необхідність в додаткових дослідженнях з оцінки впливу на ефективність ПЧ різних варіантів технологічних розв'язань цієї проблеми та обґрунтування вибору того чи іншого варіанту технології виготовлення відповідної деталі.

В даній роботі надаються результати проведених широкомасштабних розрахункових дослідження з пошуку високоефективних оптимальних конструктивних рішень для ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5 АТ «Турбоатом», робочі лопатки яких можуть бути виготовлені цільнофрезерованими за двома різними технологіями. Цільнофрезерована робоча лопатка являє собою суцільну деталь, яка має замкову частину, замкову та бандажну полки, а також розташоване між ними перо лопатки.

Профільна частина пера лопаток ротора ЦВТ повинна формуватися з атласного профіля Р2, або його аналога – профіля ММК1. Ввігнута частина («животик») цих профілів описується дужкою кола відповідного радіуса. Використання оригінальних (атласних) варіантів профілів Р2 або ММК1 дозволяє створити робочі решітки ротора ЦВТ з високою аеродинамічною ефективністю. Зміна, або відхилення форми профільної частини пера лопатки може призвести до зниження аеродинамічної ефективності робочих решіток та ККД проточної частини ЦВТ.

Технологічні проблеми виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток ротора ЦВТ пов'язані з тим, що, «животик» профілів описується дужкою кола з радіусом, що відповідає радіусу фрези, яка оброблює «животик» робочої лопатки. Очевидно, що фреза кріпиться на оправці, тіло якої в процесі обробки «животика» лопатки не повинно дотикатися до полку. Це обмеження обумовлює максимально можливу відстань від краю полки до оброблюваної поверхні «животика» лопатки. Таким чином, перо лопатки повинно розташовуватися на полках поближче до їх краю, що в результаті призводить до звисання вихідної кромки пера лопатки з замкової та бандажної полку. При складанні робочих решіток на роторі, звисаючі вихідні кромки повинні розташуватися на пол-

ках сусідньої робочої лопатки. Це суттєво ускладнює процес складання робочих решіток ротора.

Є дві технології, які дозволяють розв'язати цю проблему:

1 Перша технологія базується на виконанні технологічної підрізки звисаючої вихідної кромки в приторцевих зонах біля замкової та бандажної полку для того, щоб створити гарантовані щілини, які дозволяють провести необхідне складання робочих решіток. Звичайно, наявність гарантованих щілин негативно впливає на аеродинамічні характеристики каналу та на його ефективність.

2 Друга технологія дозволяє відмовитися, як від звисання вихідних кромок з відповідних полку, так і від необхідного їх підрізування. Це досягається тим, що при формуванні пера лопатки використовується робочий профіль, який відрізняється від атласного (Р2), або оригінального профіля ММК1 і має збільшений радіус «животика». В цьому разі можна розташувати перо робочої лопатки далі від краю полку і тим самим уникнути звисання вихідної кромки. Однак, таке рішення призводить до формування міжлопаткових каналів решіток з погіршеними аеродинамічними характеристиками.

З точки зору аеродинамічної ефективності кожна з технологій має свої переваги і недоліки. Оцінити, яка з них забезпечить створення більш ефективних робочих решіток ротора ЦВТ можливо тільки за допомогою відповідних розрахункових досліджень та всебічного аналізу.

Мета роботи

Метою цієї роботи є вивчення та обґрунтування можливості використання двох варіантів технології виготовлення робочих лопаток ротора для оптимального варіанту проточної частини ЦВТ турбіни К-330-23,5.

Виклад основного матеріалу

Порівняльні розрахункові дослідження впливу кожної із технологій на ефективність ПЧ ЦВТ були проведені для оптимальних варіантів проточних частин.

1 Основні і обов'язкові умови виконання поставленої мети

Для забезпечення виконання поставленої мети спочатку були розв'язані дві обов'язкові задачі:

1 Удосконалена математична модель, що описує термогазодинамічні процеси в ПЧ осьових турбін.

2 Розроблена методика оцінки впливу розміру і форми підрізки вихідних кромок робочих лопаток на ефективність робочих решіток ротора.

Удосконалення математичної моделі, яка описувала термогазодинамічні процеси в ПЧ [4–6], дало можливість оцінювати ефективність проточної частини ЦВТ, лопатки якої формуються із соп-

лових і робочих **профілів заданої форми**, наприклад, P2, ММК1, або [7]. Це дозволило перейти до нового класу задач оптимального проектування, які забезпечують найбільш точний облік умов і обмежень реального проектування і технології виготовлення осьових турбін. Розроблений алгоритм дозволяє за відомими значеннями кута установки та шагу решітки знайти значення ефективного кута виходу та геометричного кута входу для профіля заданої форми.

Деякі особливості цього алгоритму наведені нижче. Він підходить для роботи з турбінними профілями, які описані дугами кіл. В цьому випадку відомими повинні бути геометричні характеристики таких профілів, зокрема:

- 1 Координати центрів кіл, що утворюють профіль.
- 2 Координати точок сполучення кіл.
- 3 Номери кіл, які беруть участь в утворенні горла решітки профілів.
- 4 Початковий кут установки.
- 5 Геометричний кут входу при початковому куту установки.

Крім того, повинні бути задані параметри, що характеризують решітку профілів, а саме:

- 1 Хорда профілю.
- 2 Шаг решітки.
- 3 Кут установки профілю.

Наявність зазначених параметрів дозволяє однозначно обчислити відсутні для розрахунку ПЧ параметри:

- 1 Ефективний кут виходу з решітки.
- 2 Геометричний кут входу в решітку.

Всі подальші позначення для цього алгоритму відповідають рис. 1. Необхідно відзначити, що в даному алгоритмі геометричні характеристики профілів визначені в системі координат, початок якої збігається з координатами центру кола вихідної кромки профілю. З огляду на це, при визначенні необхідних нам параметрів, поворот профілів будемо здійснювати відповідно до центрів їх вихідних кромки, тобто щодо початку координат.

Нові координати центрів кіл будемо визначати за допомогою тригонометричних співвідношень. Для цього скористаємося полярною системою координат з центром, який відповідає центру вихідної кромки профілю (координати – $X_{kc} = 0, Y_{kc} = 0$).

Попередньо визначимо радіус-вектори і кути, що визначають положення центрів кіл в полярній системі координат. Це будуть радіус-вектори

$$rc_i = \sqrt{Xc_i^2 + Yc_i^2} \quad (1)$$

та відповідні їм кути

$$\varphi_{0i} = \arctg\left(\frac{Yc_i}{Xc_i}\right), \quad (2)$$

де i, Xc_i, Yc_i – номер кола, яке описує ділянку профілю, а також координати його центру відпові-

дно. Радіус-вектори rc_i і кути φ_{0i} відповідають положенню профілю з початковим кутом установки, наприклад рівному нулю ($\beta y^* = 0$). В цьому випадку профіль лежить на хорді (див. рис. 1 – верхній профіль). Якщо кут установки профілю буде змінюватися $\beta y = \beta y^* + \Delta\beta y$, то природно відповідним чином будуть змінюватися і координати центрів, кіл, що його описують. В цьому випадку в полярній системі координат зміняться тільки кути φ_i :

$$\varphi_i = \varphi_i^* + \Delta\beta y. \quad (3)$$

Таким чином, нові значення координат центрів кіл сусіднього профілю в декартовій системі координат будуть рівні:

$$\left. \begin{aligned} Yc_i &= rc_i \sin \varphi_i - t \\ Xc_i &= rc_i \cos \varphi_i \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Знаючи значення Xc_i і Yc_i для заданого кута установки βy , визначимо горло решітки. Для цього попередньо обчислимо відстані між центрами кіл, що описують ділянки сусіднього профілю і центром вихідної кромки початкового (верхнього, рис. 1) профілю з координатами $X_{kc} = 0, Y_{kc} = 0$:

$$Rr_i = \sqrt{Xc_i^2 + Yc_i^2}. \quad (5)$$

В цьому випадку горло решітки дорівнюватиме:

$$a_i = Rr_i - R_i - Rk, \quad (6)$$

ефективний кут виходу відповідно

$$\beta_{2\text{еф}}^i = \arcsin\left(\frac{a_i}{t}\right). \quad (7)$$

і геометричний кут входу відповідно

$$\beta_{1g} = \beta_{1g}^* + \Delta\beta y, \quad (8)$$

де Rk, a_i, R_i – радіус вихідної кромки, горло решітки, радіус i -го кола, що бере участь в утворенні горла решітки відповідно. У зв'язку з тим, що кіл, потенційно здатних брати участь в утворенні горла, може бути кілька, необхідно визначити (знайти) те єдине коло, яке в кожному конкретному випадку буде безпосередньо формувати горло решітки. Для цього визначимо нові координати точки сполучення кіл, які можуть брати участь у формуванні горла решітки профілів. З огляду на те, що всі точки профілю і координати центрів кіл, які можуть утворити горло решітки повертаються на один і той же кут ($\Delta\beta y$) відносно центру кола вихідної кромки, нові координати точки сполучення визначимо за допомогою тригонометричних співвідношень, аналогічно визначенню координат центрів кіл, які беруть участь у формуванні горла решітки.

$$\left. \begin{aligned} yt &= rt \sin(\gamma t^* + \Delta\beta y) \\ xt &= rt \cos(\gamma t^* + \Delta\beta y) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де $rt, \gamma t^*$ – радіус-вектор і кут точки сполучення в полярній системі координат при початковому куті установки βy^* , а xt, yt – координати точки сполучення кіл в декартовій системі координат при $\beta y = \beta y^* + \Delta \beta y$. З огляду на це, кут γt^* визначається наступним чином:

$$\gamma t^* = \arcsin\left(\frac{Yt}{rt}\right), \quad (10)$$

де Yt це y – координата точки сполучення кіл при βy^* , а rt її радіус-вектор.

Для визначення кола (на випуклій стороні профілю), що бере участь в утворенні горла решітки будемо використовувати координати точки перетину цього кола з прямою, що з'єднує її центр з центром кола вихідної кромки сусіднього профілю. Якщо, наприклад, абсолютні значення координат цієї точки будуть більше абсолютних значень відповідних координат точки сполучення, то вибираємо (див. рис. 1) друге коло, в іншому випадку – перше.

Слід зазначити, що в математичній моделі розрахунку ПЧ «з заданими профілями» використовується два алгоритми. Перший з них наведено вище, а другий, аналогічний першому, але призначений для визначення кута установки профілів при заданих шагу решітки та ефективному куту виходу.

Наявність цих алгоритмів розширює можливості формування постановок оптимізаційних задач і дозволяє в процесі їх розв'язання однозначно пов'язувати між собою три важливі параметри турбінних решіток, які досить суттєво впливають на їх ефективність:

- Шаг решітки.
- Ефективний кут виходу.
- Геометричний кут входу.

Використання наведених алгоритмів при розв'язанні оптимізаційних задач дозволяє також в автоматичному режимі визначити наявність чи відсутність звисання вихідної кромки, а також розміри необхідної їх підрізки для формування гарантованої технологічної щілини.

Оцінка впливу підрізування вихідних кромок робочих лопаток на ефективність решіток виконувалася за допомогою методики [8]. Методика була створена за допомогою методу планування розрахункового експерименту з використанням результатів *CFD* розрахунків, які моделювали і оцінювали вплив розміру технологічної щілини на ефективність робочих решіток. На рис. 2 наведені розрахунковий об'єм (*a*) та картина течії пари в каналі робочої решітки (*b, в*) з технологічною підрізкою вихідних кромок для створення гарантованої щілини.

З використанням підсистеми оптимального проектування інтегрованої САПР «Турбоагрегат», що розробляється на кафедрі турбінобудування НТУ «ХПІ» [пакет прикладних програм *TOP (TurboOptProject)*], отримані дві групи по шість варіантів оптимальних конструкцій циліндра проточної частини ЦВТ К-330-23,5. В обох групах оптимальних ПЧ застосовувався робочий профіль 1ММК з потовщеною вихідній кромкою (1ММК-У).

У шести варіантах першої групи робочий профіль 1ММК-У був спрофільований зі збільшеним радіусом «животика», що забезпечує відсутність підрізування і звисання вихідних кромок з полок бандажної і замкової частини робочих лопаток. У шести варіантах другої групи оптимальних конструкцій ПЧ ЦВТ К-330-23,5 у профілю 1ММК радіус «животик» змінився лише на мінімально необхідну величину (відхилення радіуса ввігнутої частини у порівнянні з оригінальним профілем складало менше 1%), що забезпечує побудову профілю з необхідною товщиною вихідної кромки і не призводить до зниження ефективності робочих решіток.

У зазначених вище двох групах оптимальних конструкцій кожен з шести варіантів відрізнявся кількістю робочих лопаток ступенів. У першому варіанті кількість робочих лопаток кожного ступеня приймалося рівним кількості лопаток прототипу. У кожному з наступних варіантів кількість робочих лопаток збільшувалася для кожного ступеня на дві порівняно з попереднім варіантом оптимального рішення.

2 Планування розрахункового дослідження та формування постановок задач оптимального проектування

Для виконання поставленої мети був розроблений спеціальний план розрахункових досліджень. Цей план повинен забезпечити, як знаходження найбільш ефективної конструкції ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5, так і отримання достатнього обсягу інформації для проведення аналізу і оцінки впливу на ефективність ПЧ основних параметрів і технологічних рішень, зазначених в меті цієї роботи.

В першу чергу була розв'язана задача визначення оптимальних параметрів ПЧ з використанням дворівневого рекурсивного алгоритму оптимізації. При розв'язанні цієї задачі всі лопатки робочих решіток формувалися з профілю 1ММК з потовщеною вихідною кромкою і збільшеним радіусом кола «животика».

На першому рівні оптимізації визначалися оптимальні значення висот соплових і робочих лопаток при постійному кореневому діаметрі, а також кути установок соплових і робочих профілів. При цьому забезпечувалося виконання обмежень, що наведені нижче:

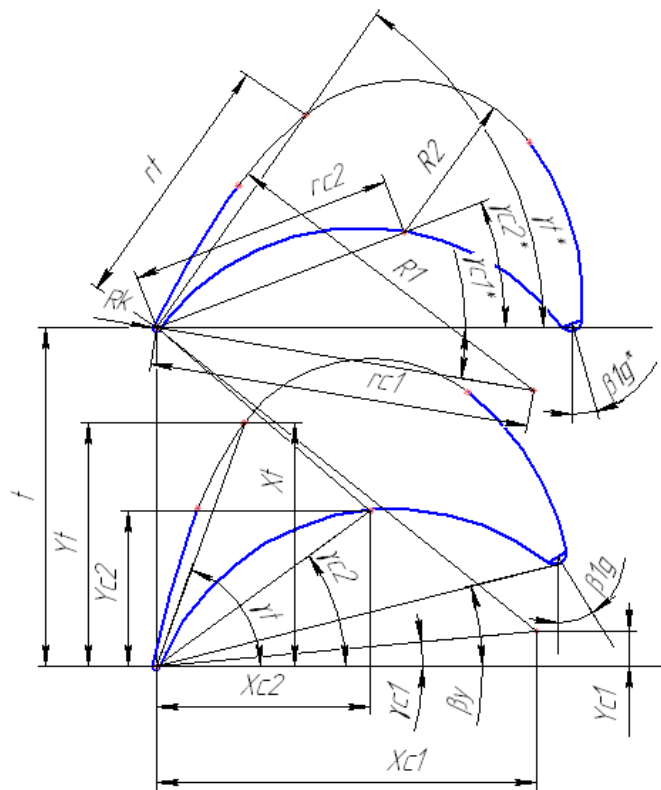


Рис. 1 – Позначення до алгоритму

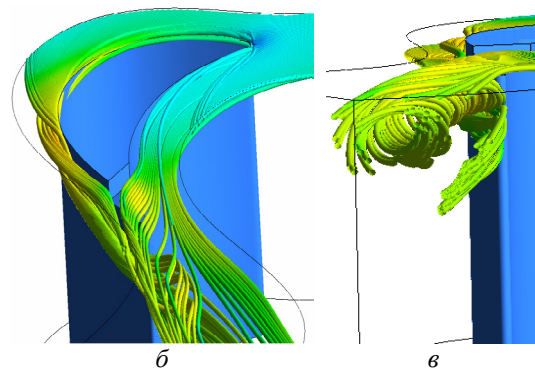
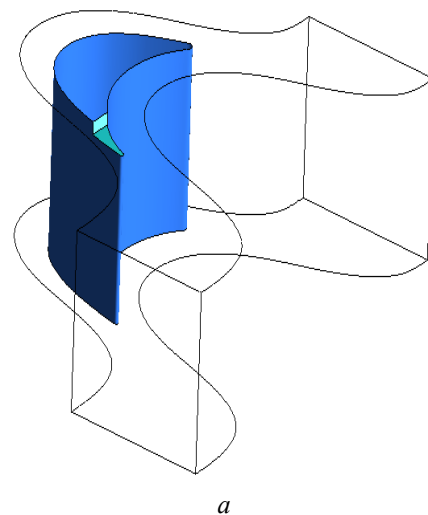


Рис. 2 – До створення методики оцінки впливу підрізки вихідної кромки на ефективність робочих решіток: а – розрахунковий об’єм; б, в – картини течії пари через щілину в робочій лопатці

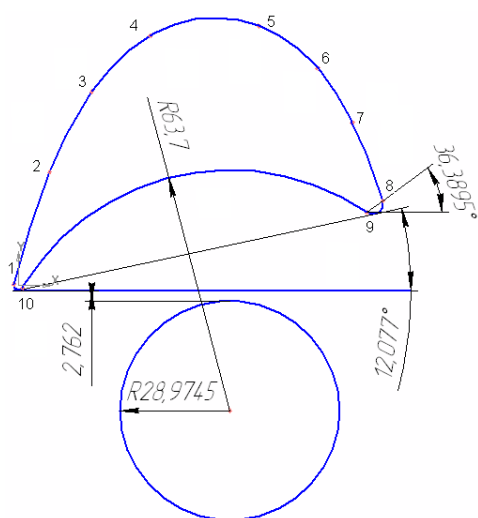


Рис. 3 – Геометрія профілю ІММК-У для варіантів оптимальних конструкцій ПЧ першої групи

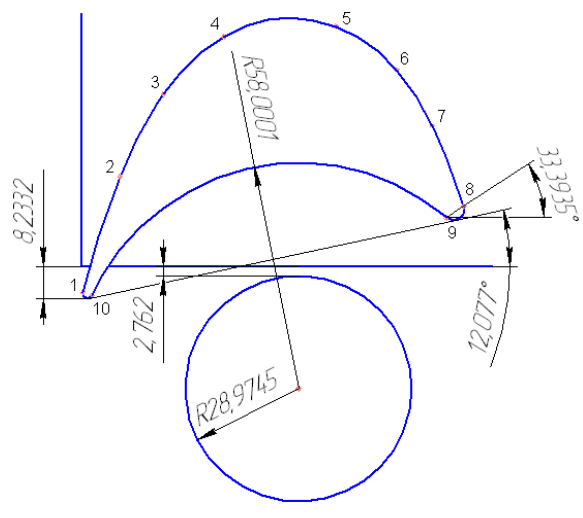


Рис. 4 – Геометрія профілю ІММК для варіантів оптимальних конструкцій ПЧ другої групи

1 Параметри робочого тіла перед і за циліндром були рівні відповідних параметрів прототипу.

2 Кореневі діаметри соплових апаратів і робочих коліс залишалися незмінними і відповідали діаметрам конструкції ротора ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5 виробництва АТ «Турбоатом».

3 Тиск пара в місці відбору за 8 (9)-м ступенем не відхиляється більше 0,1 МПа щодо значення цього параметра в існуючій конструкції прототипу.

Профілі соплових апаратів кожного ступеня і числа соплових лопаток відповідали конструкції прототипу.

На другому рівні оптимізації визначалися оптимальні числа робочих лопаток.

Схема параметризації задачі оптимізації змінних 1-го рівня наведена в таблиці 1. Відповідно до даної схеми на першому рівні оптимізації безпосередньо оптимізується 18 параметрів і непрямо оптимізуються ще 15 параметрів. Крім того, за допомогою спеціального алгоритму автоматичного проектування обводів ступеня для кожної зміни висот робочих лопаток в процесі оптимізації визначалися відповідні їм значення висот лопаток соплового апарату (11 параметрів).

Таким чином, перший рівень оптимізації дозволяє знайти оптимальне співвідношення 44 конструктивних параметрів ПЧ циліндра. Другий рівень забезпечує знаходження ще 11 оптимальних значень (чисел робочих лопаток). Разом в результаті розв'язання дворівневої задачі оптимального проектування ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5 визначаються оптимальне поєднання значень 55 параметрів.

Отримана в результаті розв'язання дворівневої оптимізаційної задачі форма обводів ПЧ, в подальших дослідженнях була використана як **база**. Мається на увазі, що розв'язання інших оптимізаційних задач даного дослідження здійснювалося з незмінними середніми діаметрами і висотами соплових і робочих лопаток, рівень яких був визначений в результаті розв'язання описаної вище дворівневої оптимізаційної задачі.

Інша частина розробленого плану досліджень призначена для розв'язання наступних двох задач.

Мета першої задачі полягає в оцінці і аналізі впливу на результати оптимізації технологічних аспектів виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток. Розв'язання цієї задачі має надати інформацію про ступінь впливу підрізування вихідних кромок робочих лопаток на ефективність ПЧ і забезпечити проведення порівняльного аналізу двох технологічних підходів виготовлення цільнофрезерованої робочих лопаток – з підрізуванням вихідних кромок і без підрізування.

Друга ціль плану спрямована на вивчення ступеня впливу чисел робочих лопаток на ефективність турбінних ступенів і ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5 в цілому.

Для розв'язання зазначених задач плану всі

оптимізаційні задачі розрахункового дослідження були розділені на дві групи по шість задач.

В першу групу, як зазначалося раніше, були включені оптимізаційні задачі по визначенню оптимальних кутів установки соплових і робочих решіток. Дані завдання вирішувалися з використанням в робочих решітках профілів ІММК зі збільшеним радіусом кола «животика». В даному випадку при модифікації (збільшенні радіуса кола «животика») вихідного профілю ІММК переслідувалися дві мети:

1 Дотримання, прийнятої в АТ «Турбоатом» технології виготовлення цільнофрезерованої робочих лопаток.

2 Прагнення до мінімально можливої зміни форми каналів решітки, в порівнянні з формою каналів, утворених оригінальним варіантом профілю ІММК, тобто до мінімально необхідного збільшення радіусу кола «животика» профілю.

У другій групі оптимізаційних задач використовувався робочий профіль ІММК, у якого радіус кола «животика» практично не відрізнявся від аналогічного радіусу вихідного профілю. Зазначені відмінності були мінімальні і викликані необхідністю забезпечення сполучення кола «животика» з колами вхідної і потовщеної вихідної кромками профілю.

Слід зазначити, що збільшення радіусу кола, що описує «животик» профіля призводить не тільки до деформації каналу в порівнянні з використанням атласних профілів, а і до збільшення геометричного кута входу профіля, що може призвести до збільшення рівня як профільних втрат, так і додаткових втрат від збільшення кута атаки.

Геометрії профілів для першої і другої груп варіантів приведені відповідно на рис. 3 і рис. 4, а їх характеристики в таблицях 2 і 3.

3 Результати оптимізації

Відповідно до описаним вище планом численних досліджень були знайдені дванадцять варіантів оптимальних рішень для ПЧ ЦВТ К-330-23,5. Отримані рішення згруповані по шість варіантів в дві групи. Розрахункові дослідження варіантів облопачення другої групи проводилися при висоті підрізування вихідних кромок всіх робочих лопаток рівній 1,2 мм з кожного торця.

Меридіональні обводи базового оптимального варіанту ПЧ для всіх 12 варіантів ПЧ наведені на рис. 5. Як видно з рис. 5 оптимізація обводів ПЧ привела до зменшення висот лопаток всіх ступенів. Тут слід зазначити, що закладені в обмеження на зміну висот лопаток були дещо послаблені. В першу чергу, це викликано тим, що зменшення висот лопаток в порівнянні з прототипом не потребує збільшення розмірів корпусу ЦВТ і гарантує можливість їх розміщення в існуючому корпусі. Крім того, зазначене зниження жорсткості обмежень дозволило отримати додатковий виграв в економічності ПЧ ЦВТ К-330-23,5 порядку 1,8...2,2 %.

Таблиця 1 – Схема параметризації оптимізаційної задачі для змінних, що оптимізуються на першому рівні оптимізації

Назва параметра, що оптимізується	Позн.	Один. вим.	Номер турбінного ступеня											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Висота робочої лопатки по вихідній кромці	l_{21}	мм	Оптимізується	Оптимізується	Лінійна інтерполяція	Лінійна інтерполяція	Лінійна інтерполяція	Лінійна інтерполяція	Лінійна інтерполяція	Оптимізується	Оптимізується	Оптимізується	Лінійна інтерполяція	Оптимізується
Кут установки соплового профілю	$\beta_{\text{уг1}}$	град	Оптимізується	Дорівнює $\beta_{\text{уг1}}$ ступеня 1	Оптимізується	Оптимізується	Оптимізується	Оптимізується	Дорівнює $\beta_{\text{уг1}}$ ступеня 5	Дорівнює $\beta_{\text{уг1}}$ ступеня 5	Оптимізується	Оптимізується	Дорівнює $\beta_{\text{уг1}}$ ступеня 9	Оптимізується
Кут установки робочого профілю	$\beta_{\text{уг2}}$	град	Оптимізується	Дорівнює $\beta_{\text{уг2}}$ ступеня 1	Оптимізується	Дорівнює $\beta_{\text{уг2}}$ ступеня 3	Дорівнює $\beta_{\text{уг2}}$ ступеня 3	Дорівнює $\beta_{\text{уг2}}$ ступеня 3	Дорівнює $\beta_{\text{уг2}}$ ступеня 3	Дорівнює $\beta_{\text{уг2}}$ ступеня 3	Оптимізується	Оптимізується	Дорівнює $\beta_{\text{уг2}}$ ступеня 9	Оптимізується

Таблиця 2 – Геометрія профілю 1МКК варіантів оптимальних конструкцій ПЧ першої групи (рис. 3)

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R , мм	251,665	108,324	50,0129	32,6434	37,7032	66,3912	178,563	2,7498	63,7	1,2418
X_c , мм	242,825	109,231	60,8765	51,8385	50,027	27,9454	-73,793	93,6194	55,8669	0
Y_c , мм	-61,22	-9,2651	23,3237	38,1567	33,4322	15,1182	-32,124	21,573	-33,111	0
X_t , мм	-1,2047	8,2729	19,4032	34,8531	63,5253	79,0478	88,169	96,2414	92,0572	1,0683
Y_t , мм	0,3012	29,9976	51,2748	66,0329	68,6363	57,5014	43,0829	22,4017	19,3102	-0,6331

Таблиця 3 – Геометрія профілю 1МКК варіантів оптимальних конструкцій ПЧ другої групи (рис. 4)

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R , мм	251,665	108,324	50,0129	32,6434	37,7032	66,3912	178,563	2,7498	58,0001	1,2418
X_c , мм	242,825	109,231	60,8765	51,8385	50,027	27,9454	-73,793	93,6194	53,9624	0
Y_c , мм	-61,22	-9,2651	23,3237	38,1567	33,4322	15,1182	-32,124	21,573	-24,447	0
X_t , мм	-1,2047	8,2729	19,4032	34,8531	63,5253	79,0478	88,169	96,2414	91,8244	1,1253
Y_t , мм	0,3012	29,9976	51,2748	66,0329	68,6363	57,5014	43,0829	22,4017	19,49	-0,5251

Всі інші геометричні характеристики для кожного оптимального варіанту ПЧ абсолютно різні. Деякі з них будуть наведені відповідно до розгляду першої та другої груп оптимальних ПЧ.

Перша група (без підрізки вихідних кромок)

Порівняння ефективності прототипу ПЧ ЦВТ та перших 6-ти оптимальних варіантів наведені на рис. 6.

Як видно з рис. 7 і 8 ефективні кути виходу соплових, а особливо робочих решіток оптимальних ПЧ ЦВТ суттєво зросли. При цьому геометричні кути входу робочих решіток зменшилися. Разом з збільшенням кутів натікання на робочі решітки це призвело до зменшення кутів атаки (рис. 9) та збільшення ефективності робочих решіток (рис. 10) оптимальних варіантів ПЧ в порівнянні з аналогічними характеристиками прототипу.

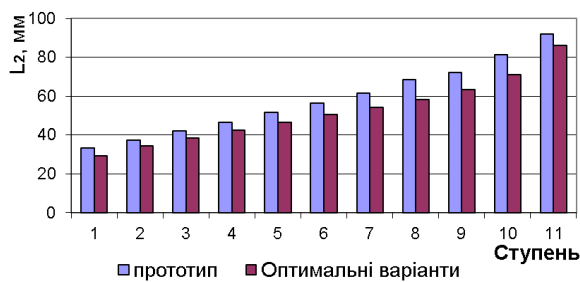


Рис. 5 – Порівняння висот робочих лопаток ПЧ прототипу і оптимальних варіантів ПЧ

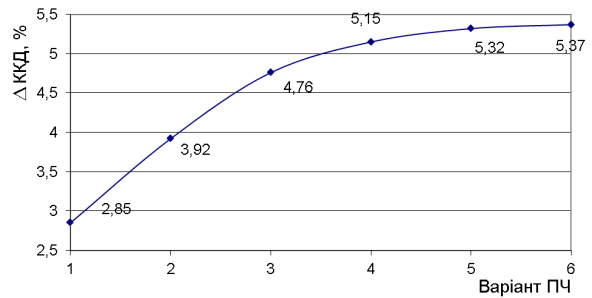


Рис. 6 – Приріст ефективності оптимальних ПЧ першої групи ЦВТ К-330-23,5 в порівнянні з прототипом

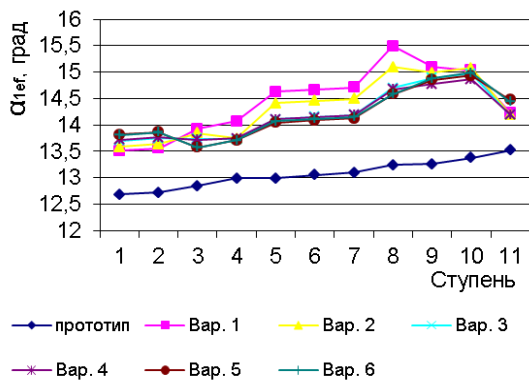


Рис. 7 – Порівняння ефективних кутів виходу з соплових решіток ПЧ прототипу і оптимальних варіантів ПЧ першої групи

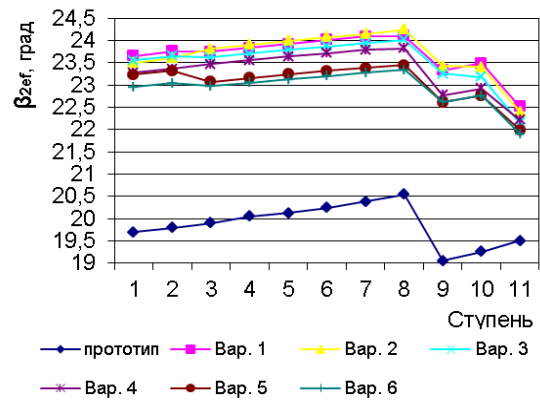


Рис. 8 – Порівняння ефективних кутів виходу з робочих решіток ПЧ прототипу і оптимальних варіантів ПЧ першої групи

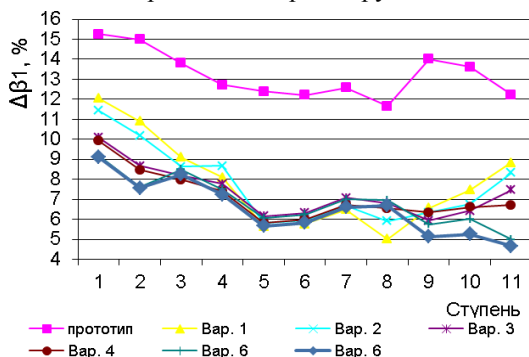


Рис. 9 – Порівняння кутів атаки на робочі решітки ротора ПЧ

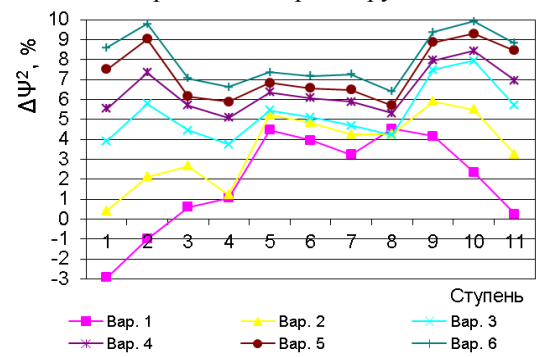


Рис. 10 – Приріст ефективності робочих решіток ротора оптимальних варіантів першої групи ПЧ

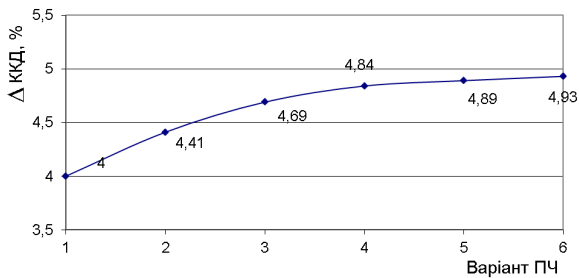


Рис. 11 – Приріст ефективності оптимальних ПЧ другої групи ЦВТ К-330-23,5 в порівнянні з прототипом

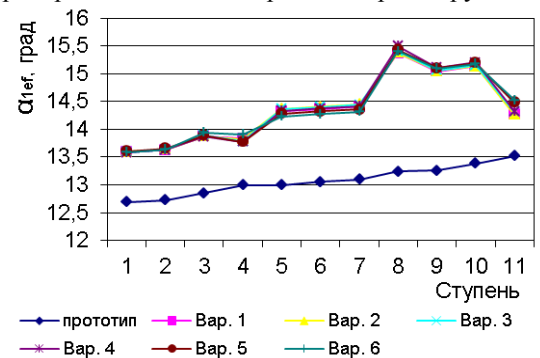


Рис. 12 – Порівняння ефективних кутів виходу з соплових решіток ПЧ прототипу і оптимальних варіантів ПЧ другої групи

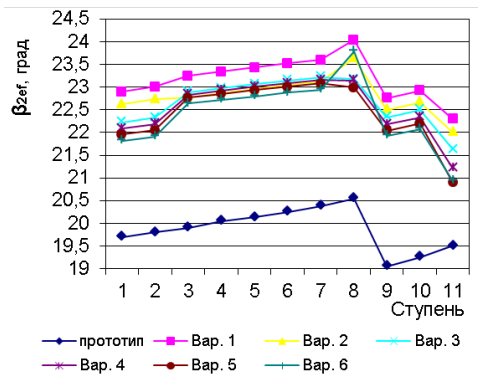


Рис. 13 – Порівняння ефективних кутів виходу з робочих решіток ротора ПЧ прототипу і оптимальних варіантів ПЧ другої групи

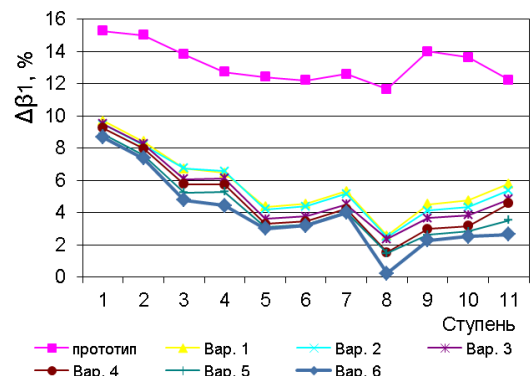


Рис. 14 – Порівняння кутів атаки на робочі решітки ротора ПЧ другої групи

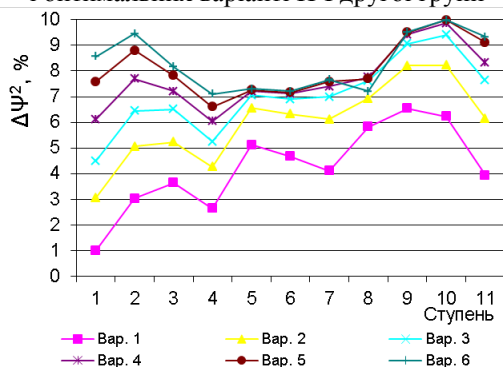


Рис. 15 – Приріст ефективності робочих решіток ротора оптимальних варіантів ПЧ другої групи

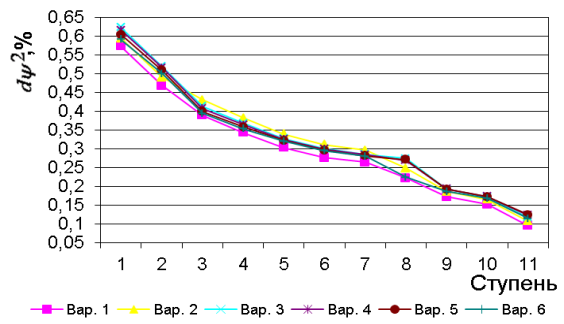


Рис. 16 – Додаткові втрати від підрізування вихідних кромки робочих лопаток в ступенях оптимальних варіантів ПЧ другої групи

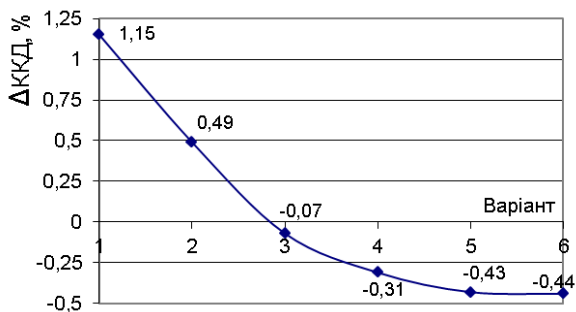


Рис. 17 – Різниця ККД оптимальних варіантів ПЧ ЦВТ, облопачення роторів яких, виконано за другою та першою технологіями, відповідно

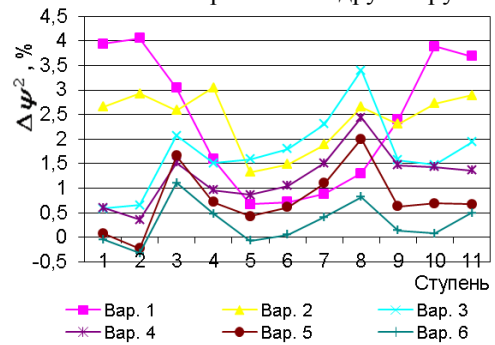


Рис. 18 – Різниця квадратів коефіцієнтів швидкості робочих решіток ротора ПЧ ЦВТ К-330-23,5 другої та першої груп

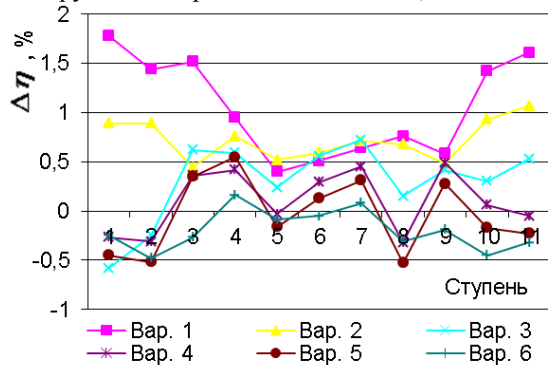


Рис. 19 – Різниця внутрішніх відносних ККД ступенів ПЧ ЦВД К-330-23,5 другої та першої груп

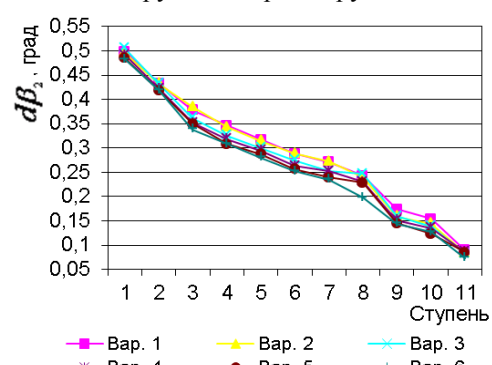


Рис. 20 – Збільшення кутів виходу потоку з робочих решіток від підрізування вихідних кромки

Таким чином, використання сучасних методів оптимального проектування ПЧ навіть з погіршеною формою робочих профілів забезпечити суттєве зростання ефективності соплових і робочих решіток ротора, турбінних ступенів і всієї проточної частини ЦВТ турбіни К-330-23,5 загалом.

З рис. 6, видно, що при оптимізації параметрів ПЧ з числами робочих лопаток кожного ступеня, збільшеними на 6 лопаток (*варіант 4*), вдається отримати суттєвий приріст економічності (більше 5 %). У той же час максимальний ефект досягається при збільшенні числа робочих лопаток на 10 штук (*варіант 6*).

На рис. 7–10 порівнюються основні геометричні параметри і характеристики ефективності проточної частини ЦВТ прототипу з аналогічними параметрами, отриманими в результаті розв'язання шести задач оптимального проектування ПЧ.

Аналогічні розрахункові дослідження були проведені і для другої групи варіантів ПЧ, в яких моделювалася технологія виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток з підрізуванням вихідних кромки, які звисають з полок (див. рис. 2, 4).

Порівняння результатів розв'язання шести оптимізаційних задач ПЧ ЦВТ другої групи з характеристиками прототипу наведено на рис. 11–16.

Друга група (з підрізками вихідних кромки)

Розв'язання задач оптимального проектування проточних частин ЦВТ другої групи, також забезпечує суттєвий приріст ККД (див. рис. 11). При цьому, видно, що навіть не збільшуючи кількість робочих лопаток можна досягти збільшення ККД ПЧ ЦВТ на 4 % тільки за рахунок визначення оптимальних рівнів параметрів, що оптимізувалися.

Також як і для оптимальних конструкцій, з першої групи ПЧ істотним приростом ефективності характеризується варіант 2.4 (понад 4,5 %). У той же час максимальний ефект досягається при збільшенні числа робочих лопаток кожного ступеня на 10 шт. (варіант 2.6).

Відповідно до плану розрахункових досліджень, обводи ПЧ в другій групі оптимальних рішень відповідали обводам ПЧ ЦВТ з першої групи (рис. 6).

Рішення щодо визначення оптимальних кутів установки і пов'язаних з ними ефективних кутів виходу потоку і геометричних кутів входу для оптимальних варіантів першої та другої груп ПЧ якісно збігаються. Кількісні значення цих параметрів відрізняються (рис. 12–14) і мають свої особливості. Тут необхідно зазначити, що практично для всіх варіантів оптимальних рішень другої групи ПЧ ЦВТ ефективні кути виходу з соплових решіток дуже близькі (рис. 12). У той же час ефективні кути виходу з робочих решіток від варіанту до варіанту змінюються (рис. 13).

В отриманих оптимальних конструкціях ПЧ ЦВТ другої групи досягнуті найменші значення кутів атаки потоку, що натікає на робочі решітки (рис. 14). Це призвело (не дивлячись на наявність додаткових втрат від підрізування вихідних кромки), особливо для перших двох варіантів, до суттєвого підвищення ефективності ПЧ. Цей факт ґрунтується на реальних фізичних особливостях обтікання активних решіток з високими значеннями відносних кроків [8], для яких в зоні великих кутів атаки залежність втрат енергії характеризується дуже високими значеннями і високим градієнтом.

Внаслідок цього, зі збільшенням чисел робочих лопаток і переходом в зону, близьку до оптимальних значень відносних шагів робочих решіток ротора, градієнт приросту ефективності оптимальних варіантів ПЧ ЦВТ К-330-23,5 другої групи знижується (рис. 11).

Обговорення результатів

Зіставляючи результати оптимізації проточних частин ЦВТ турбіни К-330-23,5 облопачення роторів, яких виконано за двома різними технологіями можна відмітити наступне (див. рис. 17):

- якщо числа лопаток робочих коліс близькі або дорівнюють числам робочих лопаток конструкції ЦВТ К-330-23,5 прототипу то негативний вплив підрізування вихідних кромки на ефективність ПЧ менш відчутно в порівнянні з втратами від ударного натікання потоку пари на робочі лопатки ротора. Тому, для таких ПЧ, заходи, що дозволяють зменшити втрати від ударного натікання, дають більший ефект, ніж використання цільнофрезерованих лопаток без підрізування вихідних кромки;

- для оптимальних варіантів ПЧ, в яких числа робочих лопаток збільшені на 6 і більше штук, втрати від підрізування вихідних кромки виходять на передній план по відношенню до втрат від ударного натікання в зв'язку з істотним зменшенням останніх. У цих випадках доцільно використовувати цільнофрезеровані лопатки без підрізування вихідних кромки.

В цьому випадку заходи, спрямовані на зменшення кутів атаки потоку на робочі колеса ротора, вносять більш істотний внесок в підвищення ефективності ПЧ, ніж негативний вплив додаткових втрат, викликаних підрізкою вихідних кромки робочих лопаток. У той же час, в зоні оптимальних відносних шагів робочих решіток (варіанти 4–6) позитивний ефект від зменшення кутів атаки має менш істотне значення (рис. 15).

При цьому рівень втрат від підрізування вихідних кромки змінюється від варіанту до варіанту ПЧ ЦВТ досить слабо і має практично дуже близькі значення у відповідних ступенях (рис. 16).

В роботі, також показано, що використання профілів зі збільшеними радіусами кін, які формують «животик» профіля, призводить, по-перше, до деякої деформації каналу, що, природно, негативно позначається на обтіканні таких профілів, і, по-друге, веде до збільшення геометричного кута входу профілю через зміщення точки дотику кола, яке формує «животик» профіля і кола вхідної кромки профілю. Зазначене збільшення геометричного кута входу негативно впливає на ефективність робочих решіток в високонавантажених турбінних ступенях, у яких потік робочого тіла натікає з ударом в «животик» профіля, що є досить характерним для ступенів ПЧ ЦВТ К-330-23,5.

Особливо помітна різниця геометричних кутів входу робочих решіток для перших варіантів оптимальних ПЧ ЦВТ. При цьому варіант ПЧ другої групи, в робочих решітках якого застосовані оригінальні профілі ІММК, а робочі лопатки виконані з підрізуванням вихідних кромок, має вигреш ККД в 1,15 % (рис. 17) у порівнянні з відповідним варіантом ПЧ з першої групи. Цей вигреш досягнуто, в основному, за рахунок зменшення геометричних кутів входу і, як наслідок, зменшення витрат від кута атаки потоку пари, що натікає на робочі решітки.

Таким чином, очевидним стає факт можливості отримання високоефективних рішень для ПЧ ЦВТ з високонавантаженими ступенями, в яких використовуються робочі решітки з істотно збільшеними відносними шагами (малою кількістю робочих лопаток). Для таких випадків доцільним є застосування в робочих решітках профілів (наприклад, ІММК) оригінальної форми, а лопатки допускається виконувати з підрізуванням вихідних кромок.

Для прийняття рішення про вибір варіанта виготовлення цільнофрезерованої робочих лопаток необхідно розуміти механізм впливу підрізування вихідних кромок на фізичні процеси в ступені і про тісний зв'язок геометрії робочих і соплових решіток з параметрами, що визначають розміри підрізування. Так, безумовно, очевидним є факт негативного впливу на ефективність робочих решіток наявності підрізування вихідних кромок (рис. 16).

Зазначене збільшення ККД, і одна з основних причин, що забезпечила це збільшення, досить добре пояснюються рис. 18, 19 з яких видно суттєву кореляцію між різницями квадратів коефіцієнтів швидкості робочих решіток ротора та різницями внутрішніми відносними ККД турбінних ступенів другої та першої груп.

Однак, крім прямого негативного впливу підрізування вихідних кромок на ефективність робочої решітки високонавантажених турбінних ступенів, одночасно виникає ряд факторів, які непрямим чином також ведуть до додаткового зниження її ефективності. Непрямий негативний вплив підрі-

зування на якість робочої решітки високонавантажених ступенів обумовлений, в першу чергу, наявністю прямої залежності збільшення кутів виходу потоку з решіток від відносних розмірів підрізування вихідних кромок (рис. 20).

Зазначений факт збільшення кута виходу потоку, при інших рівних умовах, однозначно призведе до збільшення витрат робочого тіла через робочу решітку, що розглядається. Компенсація збільшення витрати і приведення його до рівня, відповідного заданій витраті в голову циліндра, може бути здійснено (при збереженні обводів ПЧ) в крайній мірі, трьома способами:

1 Зменшенням ефективного кута виходу робочої решітки (збільшення кута установки робочих профілів).

2 Зменшенням ефективного кута виходу соплової решітки.

3 Одночасним узгодженням зменшення ефективних кутів виходу соплової і робочої решіток.

Будь-який з зазначених способів відповідного зменшення витрати робочого тіла через турбінний ступень призводить до збільшення кута атаки потоку пари на робочу решітку.

Перший спосіб забезпечується збільшенням кута установки робочих профілів. Таке рішення призводить до відповідного збільшення геометричного кута входу решітки і, як наслідок, збільшення кута атаки і збільшення, пов'язаних з ним додаткових витрат в решітці.

Використання другого способу призведе до зменшення кута входу потоку пари в робочу решітку, що в високонавантажених турбінних ступенях також пов'язано зі збільшенням кута атаки і, відповідно, зі збільшенням витрат в робочій решітці.

Третій підхід узгодження витрати робочого тіла через турбінний ступень з витратою, яка дорівнює витраті на вході в циліндр, призведе, аналогічно першим двом, до збільшення кута атаки і витрат від удару в робочих решітках.

При застосуванні технології виготовлення цільнофрезерованої робочих лопаток з підрізуванням вихідних кромок вельми важливою обставиною, що впливає на ефективність робочих решіток і всієї ПЧ, є розміри підрізувань. Причому, зменшення розмірів підрізування дозволить знизити не тільки їх прямиї негативний вплив, але, і призведе до зменшення кутів атаки потоку пари на робочі решітки та пов'язаних з цим явищем додаткових витрат енергії.

Зазначені особливості впливу розмірів підрізування вихідних кромок робочих лопаток на ефективність ПЧ є особливо актуальними для високонавантажених ступенів, що мають завищені значення відносних шагів робочих решіток.

В інших випадках, наприклад, для робочих решіток з оптимальними або меншими оптимальними значеннями відносних шагів (зі збільшеною кількістю робочих лопаток), питома вага негативного

впливу на ефективність турбінного ступеня, описаних вище непрямих факторів підрізування вихідних кромок робочих лопаток, знижується істотно. Цей факт пояснюється досить просто: такі решітки характеризуються значно меншим рівнем втрат від удару і зниженим градієнтом залежності цих втрат від величини кута атаки.

У подібних решітках вплив геометричного кута входу i , відповідно, кута атаки на втрати в решітці носить досить плавний, низькоградієнтний характер [8] і не так сильно позначається на загальному результаті. Тут на перший план виходять безпосередньо втрати, пов'язані з перетоками в щілинах, утворених підрізами вихідних кромок. Як видно з рис. 17 загальний рівень економічності (варіанти 5, 6) оптимальних ПЧ ЦВТ з робочими лопатками, які мають підрізування вихідних кромок, може виявитися нижче аналогічних рішень з робочими лопатками без підрізування вихідних кромок. Очевидно, що в гранично можливому випадку, в якому висота підрізування вихідних кромок матиме гарантоване мінімально необхідне значення, рівень безпосереднього негативного впливу підрізування може бути зведений до мінімуму. При цьому зазначені варіанти першої і другої груп оптимальних ПЧ, можуть виявитися практично рівноцінними по економічності.

Дійсно, з одного боку застосування в робочих решітках профілів зі збільшеним радіусом кола «животика» (група 1) вносить спотворення форми каналів решітки і, як наслідок, призведе до деякого збільшення профільних втрат. З іншого боку, використання в робочих решітках оригінальних (атласних) профілів пов'язане з необхідністю застосування лопаток з підрізкою вихідних кромок (група 2), а значить, навіть при гарантованому забезпеченні мінімально необхідної для складання робочих коліс висоти підрізування будуть присутні втрати, викликані цими підрізами.

Цілком ймовірно, що при незначному збільшенні радіуса кола «животика» (наприклад, не більше ніж на 10%), а також при забезпеченні мінімально необхідної висоти підрізування вихідних кромок, відповідні рівні додаткових втрат в решітках, обумовлені зазначеними фактами, можуть мати досить близькі значення.

Висновки

З урахуванням, проведених розрахункових досліджень можна зробити наступні висновки:

1 Отримані дванадцять варіантів оптимальних конструкцій проточної частини ЦВТ турбіни К-330-23,5 (дві групи по 6 варіантів):

- **Група 1.** Моделювалася технологія виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток без підрізування і звисання вихідних кромок за рахунок збільшення радіуса кола «животика» профілю 1ММК-У.

- **Група 2.** Моделювалася технологія виготовлення робочих лопаток сформованих профілем 1ММК оригінальної форми з підрізуванням і звисанням вихідних кромок.

2 Розв'язання задач оптимального проектування ПЧ ЦВТ К-330-23,5 здійснювалося з використанням математичної моделі розрахунку проточної частини «з заданими профілями» в інтегрованому середовищі САПР «Турбоагрегат», що розробляється на кафедрі турбінобудування НТУ «ХП».

3 Перехід від прототипу ПЧ циліндра високого тиску турбіни К-330-23,5 до оптимального варіанту ПЧ дозволяє підвищити ККД ЦВТ від 2,87% до 5,37% для першої групи оптимальних варіантів і від 4,0% до 4,93% для другої групи оптимальних варіантів ПЧ.

4 Підвищення економічності оптимальних конструкцій було забезпечено наступними заходами:

- застосуванням оптимальної форми обводів ПЧ з дещо зменшеними висотами лопаток;

- підвищенням ефективності робочих решіток, за рахунок оптимального вибору кутів установки і чисел лопаток (відносних шагів) і істотного зниження втрат від удару;

- деяким зниженням рівня реактивності ступенів і як наслідок зменшенням втрат від прикорневих і радіальних протікання.

5 Усього в процесі пошуку оптимального рішення для кожного варіанту ПЧ визначалися значення 55 конструктивних параметрів.

6 Отримані варіанти оптимальних конструкцій не вимагають збільшення розмірів корпусу ЦВТ, в них збережені кореневі діаметри ступенів і збережено значення тиску пари в місці відбору (за 8-м ступенем без урахування регулюючого ступеня).

7 Для високонавантажених турбінних ступенів з збільшеними значеннями відносних шагів робочих решіток можна допускати застосування цільнофрезерованих робочих лопаток з підрізуванням вихідних кромок з профілями оригінальної форми (1ММК). При цьому обов'язково необхідно забезпечити висоту підрізування вихідних кромок не більше 1,0 мм., а кути атаки потоку пари в «животик» робочих профілів не повинні перевищувати 9,0 градусів.

8 Для високонавантажених ступенів з оптимальними або менше оптимальними значеннями відносних шагів робочих решіток ротора можна рекомендувати застосування цільнофрезерованих робочих лопаток без підрізування вихідних кромок. При цьому радіуси кола «животика» модифікованих робочих профілів не повинні перевищувати відповідні радіуси оригінальних профілів більше чим 10%, а кути атаки потоку пари в «животик» робочих профілів не повинні бути більше 9,0 градусів.

Список літератури

1. Усатий О. П., Жівотченко Ю. В. Аналіз впливу ефективності окремих відсіків потужної парової турбіни на результати оптимізації теплової схеми турбоблока. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 11(1287). С. 19–25. Бібліогр.: 10 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.03.
2. Швецов В. Л., Кожешкурт И. И., Бойко А. В., Усатый А. П., Солодов В. Г., Хандримайлов А. А. Совершенствование цилиндра высокого давления турбины К-220-44-2М АЭС "Ловииса". *Теплоэнергетика*. 2013. № 2. С. 22–29. ISSN 0040-3636.
3. Бойко А. В., Усатый А. П., Руденко А. С. *Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации*: моногр. Харьков: НТУ «ХПІ», 2014. 220 с. На рус. яз. ISBN 978-966-2426-94-6.
4. Усатый А. П. *Всерезжимная многопараметрическая многокритериальная оптимизация проточной части турбин в интегрированном информационном пространстве*: дис. ... д-р техн. наук: 05.05.16 / Усатый Александр Павлович. Харьков, 2012. 418 с.
5. Boiko, A., Govorushchenko, Y. and Usaty, A. *Optimization of the Axial Turbines Flow Paths*: monograph. New York: Published by Science Publishing Group 548 Fashion Avenue New York, NY 10018, U.S.A., 2016. 272 p. ISBN 978-1-940366-67-8. Mode of access: <http://www.sciencepublishinggroup.com/book/B-978-1-940366-67-8>.
6. Бойко А. В., Усатый А. П. Комплексная математическая модель процессов в турбине с регулирующими отборами пара. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 28–36. Бібліогр.: 11 назв. ISSN 2078-774X. doi:10.20998/2078-774X.2016.08.04.
7. Бойко А. В., Усатый А. П. Использование ВiArc-кривых для описания контура турбинных профилей. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 8(1230). С. 20–27. Бібліогр.: 17 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.03.
8. Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я. *Атлас профилей решеток осевых турбин*. Москва: Машиностроение, 1965. 96 с.

References (transliterated)

1. Usaty A., Zhivotchenko Yu. "Analiz vplivu efektyv-nosti okremykh vidsikov potuzhnoyi parovoyi turbiny na rezul'taty optimizatsiyi teplovoyi skhemy turbobloku [Analyzing the Influence of the Efficiency of Individual Compartments of High-Power Steam Turbine on the Optimization Data of a Heat Flow Diagram of the Turbine Plant]". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1287), pp. 19–25, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.03.
2. Shvetsov V. L., Kozheshkurt I. I., Boyko A. V., Usaty A. P. Solodov V.G., Khandrimaylov A.A. (2013.), "Udoskonalennya tsylindra vysokoho tysku turbiny K-220-44-2M AES "Loviisa" [Improving the high-pressure cylinder of the K-220-44-2M turbine at the Loviisa nuclear power station]". *Teploenergetyka* [Thermal Engineering]. No. 2, pp. 22–29. ISSN 0040-3636.
3. Boiko, A. V., Usaty, A. P. and Rudenko, A. S. (2014), *Mnogokriterial'naja mnogoparametricheskaja optimizacija protocnoy chasti osevykh turbin s uchetom rezhimov jekspluatatsii* [Multi-criterion multi-parametric optimization of flow paths of axial turbines taking into consideration their mode of operation], NTU "KhPI", Kharkov, Ukraine.
4. Usaty, A. P. (2012), *Vserezhimnaya mnogoparametricheskaya mnogokriterialnaya optimizatsiya protocnoy chasti turbin v integrirovannom informatsionnom prostranstve* [Multi-mode multi-parameters multi-criterion optimization of the turbine flow path in the integrated information space], D. Sc. thesis, NTU "KhPI", Kharkov, Ukraine.
5. Boiko, A., Govorushchenko, Y. and Usaty, A. (2016), *Optimization of the Axial Turbines Flow Paths*: monograph. New York: Published by Science Publishing Group 548 Fashion Avenue New York, NY 10018, U.S.A., 2016. 272 p. ISBN 978-1-940366-67-8. Mode of access: <http://www.sciencepublishinggroup.com/book/B-978-1-940366-67-8>.
6. Boiko, A. V. and Usaty, A. P. (2016), "Integrated Mathematical Model of the Processes in the Turbine with Adjustable Steam Extraction", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 28–36, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.04.
7. Boiko, A. and Usaty, A. (2017), "Use Blarc-Curves for Contour Description of the Turbine Profiles", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 20–27, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.03.
8. Deych M. YE., Filippov H. A., Lazaryev L. YA. (1965), *Atlas of grating profiles of axial turbines*, Mashynobuduvannya, Moscow, 96 p.

Надійшла (received) 08.12.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Усатий Олександр Павлович (Usatyi Oleksandr) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри турбінобудування, м. Харків, Україна; e-mail: alpaus@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-568-5007>.

Пащенко Юрій Григорьевич (Paschenko Yuryi) – заступник головного інженера – головний технолог, АТ «Турбоатом», м. Харків, Україна; e-mail: office@turboatom.com.ua.

Авдєєва Олена Петрівна (Avdieieva Olena) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування, м. Харків, Україна; e-mail: o.avdieieva@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9358-4265>.

О. І. ТАРАСОВ, О. О. ЛИТВИНЕНКО, І. О. МИХАЙЛОВА

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАЗОВИХ ТУРБІН З ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧАМИ

При охолодженні газових турбін може використовуватися повітроохолоджувач, що представляє певні труднощі для складання розрахункової моделі. Причиною цього є те, що граф системи охолодження для сучасної газової турбіни може складатися з 1000 і більше каналів. Моделювання таких великих систем успішно виконується за допомогою програмного комплексу *THA (Thermal & Hydraulic Analysis)*. Метод, реалізований для систем охолодження у *THA*, також може використовуватися для розрахунку повітроохолоджувача. Однак включення теплообмінника в загальну схему значно ускладнює розрахункову схему. У зв'язку з цим запропоновано представляти теплообмінник одним каналом, властивості якого повністю визначають різні типи теплообмінників. Для обґрунтування цього за допомогою *THA* був виконаний аналіз роботи трубчастого теплообмінника з різними теплоносіями. Встановлено, що ефективність теплообмінника залежить головним чином тільки від відносини витратних теплоємностей теплоносіїв. В результаті зроблених узагальнень був створений канал гідравлічної мережі типу "теплообмінник", який ввібрав всі основні характеристики теплообмінника, що дозволило рекомендувати цей канал для включення в схеми систем охолодження газових турбін.

Ключеві слова: газова турбіна, система охолодження, гідравлічний опір, коефіцієнт тепловіддачі, ефективність, теплообмінник, повітроохолоджувач.

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

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН С ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯМИ

При охлаждении газовых турбин может использоваться воздухоохладитель, что представляет определенные трудности для составления расчетной модели. Причиной этого является то, что граф системы охлаждения для современной газовой турбины может состоять из 1000 и более каналов. Моделирование таких больших систем успешно выполняется с помощью программного комплекса *THA (Thermal & Hydraulic Analysis)*. Метод, реализованный для систем охлаждения в *THA*, также может использоваться для расчета воздухоохладителя. Однако включение теплообменника в общую схему значительно усложняет расчетную схему. В связи с этим предложено представлять теплообменник одним каналом, свойства которого полностью определяют различные типы теплообменников. Для обоснования этого с помощью *THA* был выполнен анализ работы трубчатого теплообменника с различными теплоносителями. Установлено, что эффективность теплообменника зависит главным образом только от отношения расходных теплоемкостей теплоносителей. В результате предпринятых обобщений был создан канал гидравлической сети типа "теплообменник", который впитал все основные характеристики теплообменника, что позволило рекомендовать этот канал для включения в схемы систем охлаждения газовых турбин.

Ключевые слова: газовая турбина, система охлаждения, гидравлическое сопротивление, коэффициент теплоотдачи, эффективность, теплообменник, воздухоохладитель.

A. TARASOV, O. LYTVYNNENKO, I. MYHAYLOVA

DESIGNING THE GAS TURBINE COOLING SYSTEM EQUIPPED WITH AIR COOLERS

The air cooler can be used for the cooling of gas turbines and it presents certain difficulties for the calculation model generation. The reason is that the cooling system graph of the state-of-the-art turbine can consist of 1000 and even more channels. Such large systems are successfully simulated using *THA (Thermal & Hydraulic Analysis) Software Package*. The method realized by *THA* for cooling systems can also be used for the air cooler design. However, the inclusion of the heat exchanger into the general diagram considerably complicates the design diagram. In this connection it was recommended to represent the heat exchanger as one channel whose properties totally suit for different types of heat exchangers. To substantiate this approach we analyzed the operation of the tubular heat exchanger with such heat carriers as air-air, air-water and water-water using the *THA* software package. It was established that the heat exchanger efficiency depends mainly on the relationship of the flow-rate heating power of heat carriers. A slight scatter in the heat exchanger efficiency data is explained by the dependence of thermal and physical properties of heat carriers on the temperature and the pressure. It was noted that the hydraulic resistance coefficient of the heat exchanger depends on the whole on the Reynolds number for which the arbitrary diameter, for example that of the inlet duct can be selected as a characteristic size. The generalizations made allowed us to design the hydraulic network channel of a "heat exchanger" type that imbibes all the basic characteristics of a heat exchanger. Using the *THA*, we performed in the end the comparative analysis of the detailed and simplified diagrams of heat exchanger; in the latter diagram the heat exchanger was represented as a single channel. We obtained a good coincidence of the computation data and it allowed us to recommend this channel for the diagrams of the cooling systems of gas turbines.

Key words: gas turbine, cooling system, hydraulic resistance, heat transfer coefficient, efficiency, heat exchanger, and the air cooler.

Вступ

Елементами конструкції сучасних газотурбінних двигунів (ГТД) є регенеративні теплообмінні апарати які включаються в основний термодинамічний цикл, що дозволяють повернути в цикл частину теплоти вихлопних газів. Перший тип – підігрівачі повітря, які встановлюються перед подачею повітря в компресор, другий тип –

повітроохолоджувачі, які встановлюються між компресорами низького і високого тиску. Таким чином, за рахунок введення теплообмінних апаратів в цикл збільшується ККД і корисна робота циклу.

Але в конструкціях ГТД є теплообмінники, які не є елементами основного термодинамічного циклу. Наприклад, це такі теплообмінні апарати як маслоохолоджувачі, які відводять теплоту тертя

© О. І. Тарасов, О. О. Литвиненко, І. О. Михайлова, 2019

від підшипників, підігрівачі паливного газу, які підвищують температуру газу перед камерою згоряння, повітроохолоджувачі охолоджуючого повітря, що забезпечують систему охолодження високотемпературних деталей соплових і робочих лопаток, роторів газотурбінних установок (ГТУ) охолоджуючим повітрям.

Основне призначення цих теплообмінників є забезпечення надійної роботи і працездатності ГТУ. Незважаючи на те, що ці теплообмінники не є елементами основного циклу вони також впливають на економічність і потужність ГТУ за рахунок підвищення ефективності системи охолодження.

Проектування і аналіз систем охолодження газових турбін виконується на ряді підприємств за допомогою програмного комплексу *ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis)* [1], який передбачає моделювання системи охолодження у вигляді графа. На розміри графа обмеження не накладаються і в залежності від ступеня деталізації для деяких двигунів кількість гілок (каналів) може досягати 1000 і більше [3–6].

Повітроохолоджувачі, які є елементами системи охолодження, також можуть розглядатися як гідравлічні системи та їх моделювання без будь-яких ускладнень може бути виконано за допомогою ТНА. Однак включення великої кількості гілок (каналів), що належать теплообміннику, в і без того досить складну схему охолодження газової турбіни мабуть недоцільно.

Тому завдання проектування складної системи охолодження ГТД або ГТУ в рамках ТНА передбачає моделювання роботи двох гідравлічних систем: безпосередньо системи охолодження газової турбіни і окремо гідравлічної системи повітроохолоджувача на змінних режимах роботи. Зрощення двох систем пропонується виконувати шляхом включення в систему охолодження газової турбіни каналу типу "теплообмінник", який володіє характеристиками реального теплообмінника.

Мета роботи

Метою роботи було: продемонструвати можливість моделювання теплообмінників за допомогою ТНА, виявити узагальнені характеристики теплообмінника, які з достатньою точністю визначають його ефективність та гідравлічний опір, створити канал типу "теплообмінник" який дозволяє значно спростити гідравлічну схему системи охолодження газової турбіни.

Моделювання теплообмінника в ТНА

Розглянемо, наприклад, пластинчастий теплообмінник. Умовно теплова поверхня такого теплообмінника являє собою набір тонких штампованих пластин з гофрованими поверхнями і з отво-

рами колекторного типу для введення і виведення теплоносіїв. Пластини збираються в пакети. Канал в теплообміннику знаходиться під тиском між двома сусідніми пластинами. Теплоносії потрапляють у її канали через поздовжні колектори пакету, виконаного кутовими отворами. З колектора теплоносії розподіляється по декількох паралельних каналах. Можлива проста симетрична схема, в якій число паралельних каналів однакове для гарячої і холодної рідини. Несиметричні схеми застосовуються, якщо теплоносії знаходяться в різних фазових станах або затребувані для змінних масових витрат теплоносіїв. У цих схемах кількість каналів для першого і другого агентів незрівнянно.

Не виключаючи загальності, розглянемо спрощений пластинчастий теплообмінник з несиметричною схемою (рис. 1, 2).

У цьому прикладі в якості теплоносія використовували повітря. Гаряче повітря (жирна лінія) надходить у теплообмінник з температурою 150 °С і тиском $3 \cdot 10^5$ Па. На початку він проходить по трьох паралельних каналах, а після колекторів йде по 4-х паралельних каналах. Холодне повітря (тонка лінія) надходить у колектор з температурою 10 °С і тиском $3 \cdot 10^5$ Па, яке проходить послідовно вздовж трьох паралельних гілок.

Тиск за теплообмінником, як для холодного, так і для гарячого середовища, призначався рівним $2 \cdot 10^5$ Па. Кожен канал має прямокутник поперечним перерізом 500×6 мм² і довжиною 1000 мм.

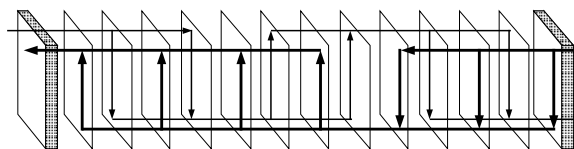


Рис. 1 – Схема пластинчастого теплообмінника

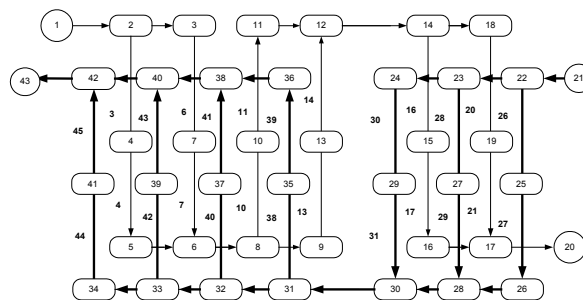


Рис. 2 – Граф системи руху теплоносіїв у пластинчастому теплообміннику: у рамці – номер внутрішнього вузла; в колі – номер зовнішнього вузла; цифра поруч – номер гілки графа; жирними лініями показано гарячий теплоносій, а тонкими – холодний

Кожен з каналів, що прилягають до теплообмінної поверхні, представлений двома послідов-

ними гілками графа. Відзначимо, що для більшої точності при вирішенні практичних завдань необхідно розділити кожен з каналів на 5–10 послідовних гілок. Таку операцію можна виконати без будь-яких проблем за допомогою одного з варіантів препроцесора.

Особливість розрахунку заданої гідравлічної схеми на відміну від розрахунку систем охолодження полягає в тому, що гілки графа, що визначають суміжні канали по гарячих і прохолодних шляхах теплоносія, пов'язані між собою, а температура повітря в них і температура пластин визначаються відповідно одновимірною теплопровідністю:

$$q = \frac{t_i - t_j}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_j}}, \quad (1)$$

$$t_{wi} = t_i - \frac{q}{\alpha_i}, \quad (2)$$

$$t_{wj} = t_j + \frac{q}{\alpha_j}, \quad (3)$$

де q – питомий тепловий потік від гарячого теплоносія до холодного;

t_i, t_j – температури гарячого та холодного теплоносія;

t_{wi}, t_{wj} – температури пластини на її збіжних сторонах;

δ – товщина;

λ – коефіцієнт теплопровідності пластини між каналами i та j .

Розрахунок гідравлічної схеми теплообмінника передбачає зокрема визначення масових витрат гарячого і холодного повітря, коефіцієнтів тепловіддачі в усіх каналах. Знаючи ці величини і геометричні розміри каналів, розраховується зміна температури повітря уздовж каналу з урахуванням температури стінки, яка на кожній ітерації коригується у відповідності з (1)–(3). У даному випадку корегування температури пластини виконувалось для з'єднаних рівняннями (1)–(3) каналів: 45–3, 3–43, 44–4, 4–42 та інших.

На рис. 3 показано розподіл значень тиску в основних вузлах схеми і масових витрат теплоносіїв. Виявлено, що масові витрати гарячих і холодних носіїв є різними внаслідок різниці їх властивостей. Зміна температур теплоносіїв і середніх температур перегородки між суміжними каналами наведено на рис. 4.

Отримання загальних характеристик теплообмінника для ефективності і коефіцієнту гідравлічного опору

Як було показано, програмний комплекс *ТНА* дозволяє моделювати різні типи теплообмінників. Це дає можливість використання *ТНА* для визна-

чення функціональних зв'язків ефективності та гідравлічного опору з найбільш значущими режимними параметрами.

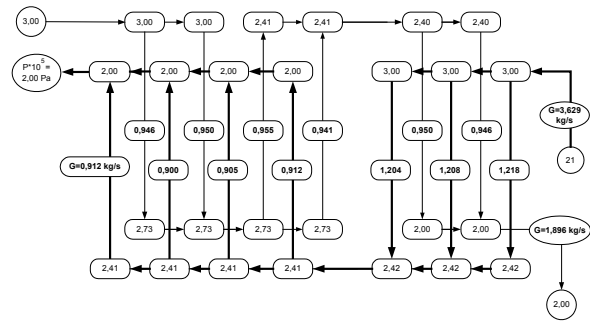


Рис. 3 – Розподіл тисків і масових витрат теплоносіїв

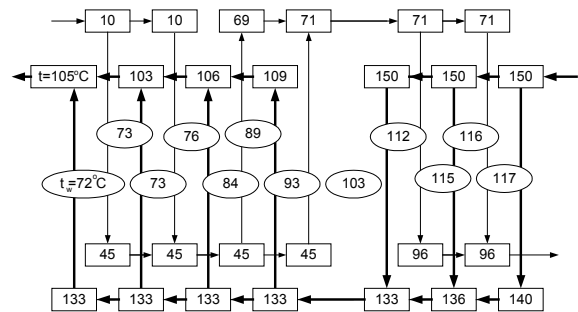


Рис. 4 – Температура гарячого і холодного повітря в деяких вузлах графа і середні температури перегородки між суміжними каналами

При цьому пропонується в розрахункову схему системи охолодження газової турбіни вводити тільки тракт охолоджуваного повітря, а параметри холодоагенту повинні бути задані в якості вихідних даних. Таким чином, канал типу "теплообмінник" буде пропускати тільки повітря, що охолоджується, і величина його охолодження буде розраховуватися з урахуванням відводу теплоти від другого теплоносія (води, повітря) не безпосередньо, а через узагальнену характеристику ефективності теплообмінника. Це ж справедливо і для гідравлічного опору повітряного тракту.

На прикладі протитечійного теплообмінника вивимо які режимні параметри в максимальній мірі визначають його ефективність.

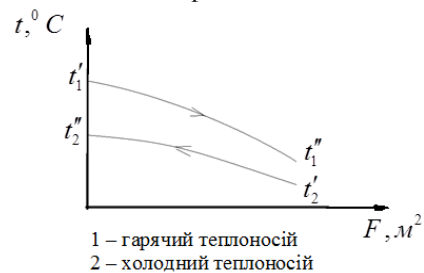


Рис. 5 – Схема протитечійного руху теплоносія

Для протитечійного теплообмінника зміна температур теплоносія визначається залежностями [2]

$$\left. \begin{aligned} \delta t_1 = t_1' - t_1'' &= (t_1' - t_2') \frac{1 - e^{-\frac{KA}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right)}}{1 - \frac{C_1}{C_2} e^{-\frac{KA}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right)}} \\ \delta t_2 = t_2'' - t_2' &= (t_1' - t_2') \frac{C_1}{C_2} \frac{1 - e^{-\frac{KA}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right)}}{1 - \frac{C_1}{C_2} e^{-\frac{KA}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right)}} \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де $C_1 = G_1 c_{p1}$, $C_2 = G_2 c_{p2}$ – масова теплоємність гарячих і холодних рідин;

G_1, G_2 – їх масові витрати;

K – коефіцієнт теплопередачі від гарячої до холодної рідини через стінку.

Цей коефіцієнт для пластини товщиною δ є рівним

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (5)$$

Ефективність теплообмінника E визначається як

$$E = \frac{Q}{Q_{\max}}, \quad (6)$$

де Q – фактична швидкість передачі тепла від гарячої до холодної рідини;

Q_{\max} – максимальний тепловий струм для заданих температур рідин

$$Q_{\max} = C_{\min} (t_1' - t_2'), \quad (7)$$

де C_{\min} є меншою з двох коефіцієнтів витратної теплоємності: $C_1 = G_1 c_{p1}$, $C_2 = G_2 c_{p2}$.

Якщо рівняння (4) буде підставлено в (7), тоді можемо впевнитися, що ефективність залежить від співвідношення витратних теплоємностей та коефіцієнта теплопередачі K , тобто

$$E = f\left(\frac{C_2}{C_1}, K\right). \quad (8)$$

Проте коефіцієнт теплопередачі K , у свою чергу, залежить від масових витрат, тому що чим більше масова витрата, тим більше Re . Це дозволяє замість K у виразі (8) застосувати витрати

$$E = f_1\left(\frac{C_2}{C_1}, G_1, G_2\right) = f_2\left(\frac{C_2}{C_1}, G_1\right) = f_3\left(\frac{C_2}{C_1}, G_2\right). \quad (9)$$

Якщо зафіксувати, наприклад, масову витрату холодної рідини, то ефективність може бути виражена однією кривою (рис. 6). Деякий розкид точок відносно кривої обумовлений зміною теплофізичних властивостей теплоносіїв при зміні тиску і температури на різних режимах роботи. Такий вид кривої буде і для інших складних схем теплооб-

мінників (паралельний потік, перехресний потік та інші).

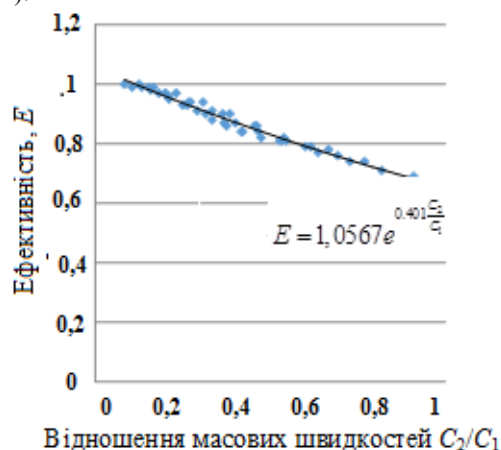


Рис. 6 – Узагальнена характеристика теплообмінника

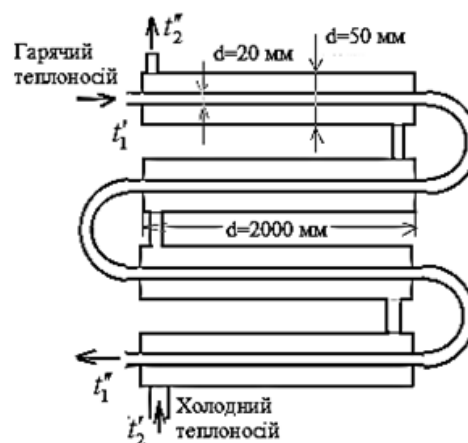


Рис. 7 – Схема руху гарячого і холодного теплоносіїв в трубчастому теплообміннику

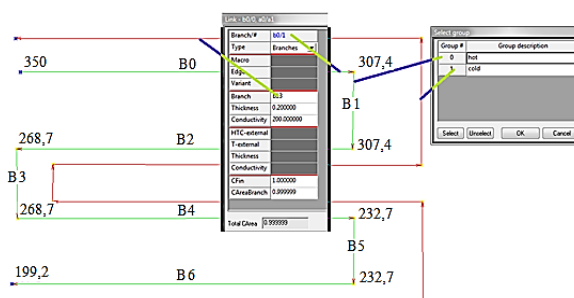


Рис. 8 – Розрахункова модель теплообмінника

Якщо будемо використовувати цю концепцію, то для ефективності може бути застосовано апроксимацію

$$E = a_0 e^{a_1 \frac{C_2}{C_1}}. \quad (10)$$

На прикладі простого трубчастого теплообмінника отримуємо коефіцієнти a_0 і a_1 (10) за допомогою програмного комплексу *ТНА* (рис. 7, 8).

Для встановлення різних швидкостей потоку гарячих та холодних рідин, були задані різні тиски і температури теплоносіїв на вході в теплообмінник. У результаті була отримана апроксимація ефективності, яка досить точно визначається тільки одним параметром C_2/C_1 для різних пар теплоносіїв: повітря-повітря, повітря-вода, вода-вода (рис. 9).

Узагальнений коефіцієнт гідравлічного опору ζ гарячого (повітряного) тракту теплообмінника за результатами його моделювання в ТНА на різних режимах був знайдений з рівняння

$$\Delta p^* = \zeta \frac{G^2}{2\rho A^2}. \quad (11)$$

Коефіцієнт гідравлічного опору холодного тракту теплообмінника не розглядався, оскільки витрата цього теплоносія повинна бути задана постійною або такою, що змінюється у часі.

Узагальнений коефіцієнт гідравлічного опору тракту може бути приведений до будь-якого живого перерізу. Найбільш зручно, як визначальний живий переріз використовувати вхідний патрубок.

Узагальнений коефіцієнт гідравлічного опору тракту складається з постійних величин, обумовлених поворотом потоку, зміни живого перерізу, так і від втрат на тертя. Останні втрати залежать від числа Re , яке змінюється уздовж тракту в зв'язку зі зміною швидкості, діаметра і властивостей повітря. Очевидно, що одне значення числа Re не відображає повністю гідравлічні втрати. Однак, як показав наш досвід, похибки не настільки великі і можна при проектуванні систем охолодження використовувати єдиний узагальнений коефіцієнт гідравлічного опору у вигляді (рис. 10)

$$\zeta = f(Re). \quad (12)$$

Спираючись на проведений аналіз в ТНА був запрограмований новий тип каналу "теплообмінник", який в якості властивостей містить інформацію про ефективність теплообмінника і його коефіцієнт гідравлічного опору у вигляді заздалегідь визначених видів апроксимаційних функцій. Додатково вводиться інформація по другому контуру: витратна теплоємність (охолоджувача) C_2 і температура теплоносія на вході в тракт холодного контуру або їх зміна в часі у вигляді таблиці.

Канал "теплообмінник" з'єднує суміжні канали системи охолодження тільки повітряним трактом і з точки зору розрахунку системи охолодження нічим не відрізняється від інших каналів. В результаті на кожній з ітерацій має витрата повітря в цьому каналі і легко визначається температура повітря на виході з нього

$$t_1'' = t_1' - E(t_1' - t_2') \frac{C_2}{C_1}. \quad (13)$$

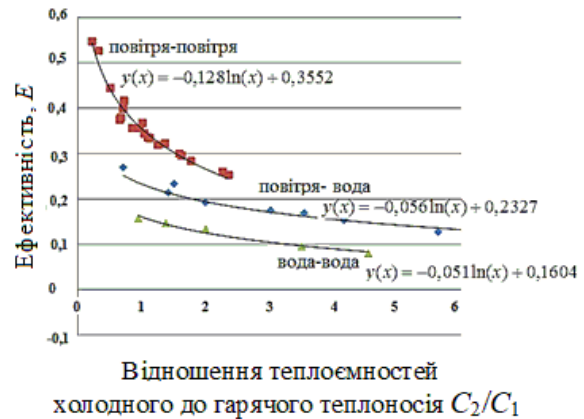


Рис. 9 – Апроксимація отриманих даних ефективності

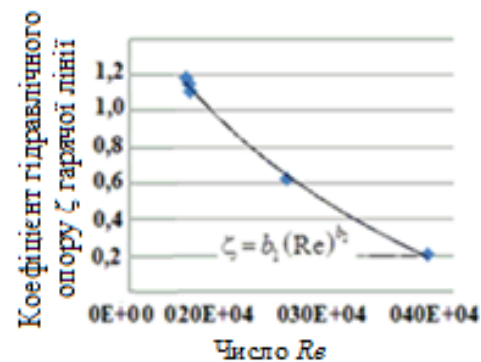


Рис. 10 – Загальний коефіцієнт гідравлічного опору

Приклад розрахунку каналу «теплообмінник»

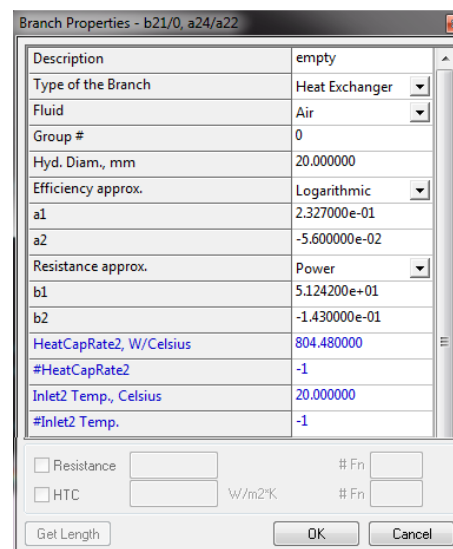


Рис. 11 – Інтерфейс програми ТНА для введення вихідних даних розрахунку каналу «теплообмінник»

Для підтвердження працездатності зроблених викладок проведено розрахунок повітря-водяного теплообмінника, який представлено вище на рис. 7.

Введення даних в програмі ТНА для розрахунку каналу "теплообмінник" зображено на рис. 11.

Температура охолоджуючої води 20 °С, умовний гідравлічний діаметр 20 мм, ефективність і гідравлічний опір визначається логарифмічними апроксимаційними функціями відповідно

$$E = 0,2327 - 0,056 \ln \left(\frac{C_2}{C_1} \right), \quad (14)$$

$$\zeta = 51,242 \text{Re}^{-0,143}. \quad (15)$$

В процесі розрахунку визначається масова витрата повітря та температура повітря.

На рис. 12 показані результати докладного розрахунку трубчастого теплообмінника (а) і каналу гідравлічної системи типу "теплообмінник" (б).

На моделі докладного розрахунку теплообмінника зображено вхід холодного теплоносія через вузол 1 з температурою 20 °С, а горячого через вузол 3 з температурою 350 °С, вихід холодного теплоносія через вузол 2, горячого через вузол 4, з температурами 70,8 °С і 138,72 °С відповідно.

Показано зміну температури по кожному контуру і масову витрату горячого і холодного теплоносіїв.

Канал гідравлічної системи «теплообмінник» рис. 12б узагальнює ефективність та коефіцієнт гідравлічного опору (14), (15).

Отримано добре співпадіння температури та масової витрати повітря, що охолоджується на виході між детальною моделлю теплообмінника та моделлю, яка була розроблена за новим каналом «теплообмінник». Похибка розрахунку по температурі охолоджуваного потоку складала близько 6,49 %, а по витраті 7,1 %.

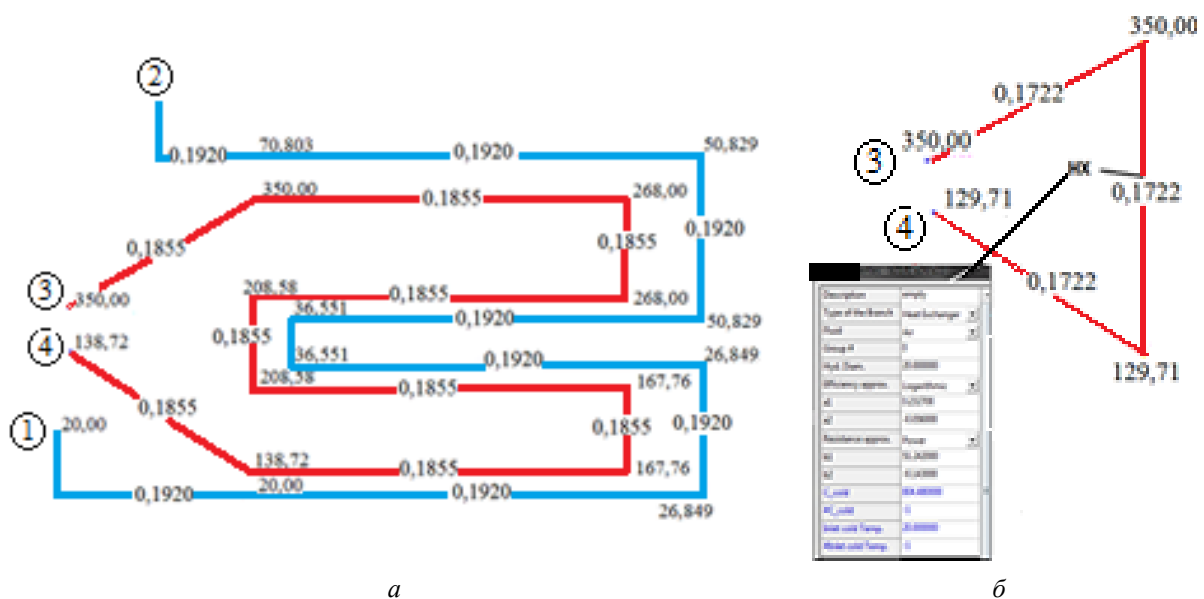


Рис. 12 – Зіставлення розрахунків:
а – розрахунок теплообмінника; б – узагальнене подання у вигляді каналу "теплообмінник" НХ (heat exchanger – теплообмінник)

Висновки

1. Запропоновано використовувати узагальнені характеристики теплообмінника для розрахунку систем охолодження газових турбін. Такий підхід дозволив проводити розрахунок теплообмінника в загальній гідравлічній схемі на різних режимах роботи газотурбінної установки.

2. Введення каналу типу «теплообмінник» значно спрощує моделювання і розрахунок загальної гідравлічної системи охолодження газової турбіни.

Список літератури

1. Тарасов А. И., Долгов А. И. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis): Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.
2. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. Москва: Государственное энергетическое издательство Ленинград, 1959. 414 с.
3. Тарасов, А. И., Долгов А. И. Стратегия оптимизации систем охлаждения лопаток газовой турбины методом LP-поиска применительно к сетевой модели. *Электронное моделирование*. Киев: НАН Украины, 2010. № 1. Т. 32. С. 105–112.
4. Тарасов, А. И., Долгов А. И. Оптимизация системы охлаждения рабочей лопатки энергетической газовой турбины.

- Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків: НТУ «ХПІ», 2013. № 12(986). С. 69–76. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2078-774X.
- Тарасов А. И., Литвиненко О. А., Михайлова И. А. Анализ метода расчета противодавления в тракте подачи воздуха из компрессора в ротор газовой турбины. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 54–59. Бібліогр.: 14 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.07.
 - 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 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.
 - Kutateladze S. S., Borishanskii V. M. (1959), *Directory heat transfer*, State Energy Publishing Leningrad, Moscow, 414 p.
 - Tarasov A. I., Dolgov A. I. (2010), "Strategy for optimizing cooling systems for gas turbine blades LP-search that applies to the network model", *Electronic modelin*, no. 1, vol. 32, pp. 105–112, NAS of Ukraine, Kiev.
 - Tarasov A. I., Dolgov A. I. (2013), "Cooling system optimization of the power gas turbine rotor blade", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 12(986), pp. 69–76, ISSN 2078-774X
 - Tarasov, A. I., Lytvynenko, O. A. and Myhaylova, I. A. (2016), "Analysis of the Method for Back Pressure Prediction in the Air Supply Path From Compressor in the Gas Turbine Rotor", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 54–59, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.07.
 - Tarasov, A. I., Lytvynenko, O. A. and Myhaylova, I. A. (2017), "Metering Characteristics of the Openings Used for the Cooling Systems of Gas Turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 52–58, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.
- References (transliterated)**
- Tarasov, A. I., Dolgov A. I. (2006), ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis): *Svidetel'stvo ob oficial'noj registracii programm dlya JeVM*. Patent 2007610141, 10 November 2006. Federal'naja sluzhba po intelektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam, RU.

Надійшла (received) 20.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Тарасов Олександр Іванович (Тарасов Александр Иванович, Tarasov Alexander) – доктор технічних наук, професор, професор кафедри турбінобудування, Харків, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна; alx.tarasov@gmail.com, ORCID: <http://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: <http://orcid.org/0000-0002-0182-2255>.

Михайлова Ірина Олександрівна (Михайлова Ирина Александровна, Myhaylova Irina) – старший викладач кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; myhaylovai@gmail.com, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1857-0787>.

Ю. О. ЮДИН, В. П. СУБОТОВИЧ, О. В. ЛАПУЗИН, І. І. МАЛИМОН

АЕРОДИНАМІЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІСЕРАДІАЛЬНИХ ДИФУЗОРІВ ДЛЯ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

Виконано розрахункове дослідження аеродинаміки п'яти варіантів вихідних вісерадіальних дифузорів осевого компресора газотурбінної установки ГТ-6-750. Дослідження проведене в широкому діапазоні кутів входу в дифузор компресора зі зміною форми обтічника в кожному варіанті. Розрахунки виконані у програмному комплексі Fluent. За результатами дослідження можна рекомендувати встановити модернізований варіант дифузору і відмовитись від випрямних апаратів для зменшення коефіцієнтів втрат, відривних явищ і зворотних течій.

Ключові слова: вісерадіальний дифузор, осевий компресор, випрямний апарат, коефіцієнт втрат, кут потоку, обтічник.

Ю. А. ЮДИН, В. П. СУБОТОВИЧ, А. В. ЛАПУЗИН, И. И. МАЛИМОН

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕРАДИАЛЬНЫХ ДИФфузоров для осевого компрессора газотурбинной установки

Выполнено расчетное исследование аэродинамики пяти вариантов выходных осерадиальных диффузоров осевого компрессора газотурбинной установки ГТ-6-750. Исследование проведено в широком диапазоне углов входа потока в диффузор компрессора при изменении формы обтекателя в каждом варианте. Расчеты выполнены в программном комплексе Fluent. По результатам расчетов можно рекомендовать установить модернизированный вариант диффузора и отказаться от спрямляющих аппаратов для уменьшения отрывных явлений и обратных течений.

Ключевые слова: осерадиальный диффузор, осевой компрессор, спрямляющий аппарат, коэффициент потерь, угол потока, обтекатель.

YU. YUDIN, V. SUBOTOVICH, A. LAPUZIN, I. MALYMON

AERODYNAMIC INVESTIGATION OF AXIAL-RADIAL DIFFUSERS FOR AXIAL COMPRESSOR OF GAS TURBINE PLANT

The objectives of research done were to define the geometric characteristics of the fairing of axial-radial diffuser that provide the lowest overall loss coefficient (the sum of the coefficients of internal losses and output velocity losses) and evaluate the possibility for the non-use of straightening grids behind the rotor of the last stage of compressor. Using the CFD program we conducted the calculated analysis of aerodynamic characteristics for the five options of outlet axial-radial diffusers used for the axial compressor of the gas turbine plant GT-6-750. The flow for all five options of the diffuser was calculated for preset constant total pressure and total temperature at the channel input and the static pressure at the diffuser output. The angles of incidence of the flow into the channel were varied in a wide range of the values for all the options of the diffuser. A comparative analysis of the aerodynamic characteristics of the diffusers was performed and the values of the coefficients of total losses, internal losses and output velocity losses were defined. A version of the stage by-pass was suggested for the diffuser that provides the lowest coefficient of total losses in the entire range of a change in the angles of flow incidence. The diffuser of this type has a considerably reduced intensity of separation phenomena in the input axial circular channel section and in the radial channel section. For the diffusers of this type with a short input axial section and substantial radiality a conclusion was drawn up that the use of straightening grids after the rotor of the last stage of compressor is inexpedient.

Key words: axial-radial diffuser, axial compressor, straightener blade, loss factor, flow angle, fairing.

Вступ

ККД турбомашин багато в чому визначається газодинамічною ефективністю їх проточних частин, важливими елементами яких є кільцеві перехідні і вихідні дифузори канали. Одним із шляхів підвищення економічних показників турбомашин є удосконалення аеродинаміки вихідних патрубків. Достовірну інформацію про аеродинамічну ефективність дифузори каналів можна отримати за допомогою фізичного експерименту. У теперішній час для визначення параметрів потоку в каналах широко використовуються сучасні CFD-програми. Та не дивлячись на високий рівень розвитку CFD-розрахунків, необхідно проводити верифікацію їх результатів за базами експериментальних даних, а експериментальні дослідження неможливі без витрати значних коштів і часу. Це суттєво ускладнює вирішення проблеми поліпшення аеродинамічних

характеристик таких каналів.

Застосування прямолінійних і малозігнутих кільцевих дифузорів у турбомашинах має обмеження через необхідність збільшення осевих габаритів вихлопів [1, 2]. У більшості випадків вихідні патрубки компресорів мають дифузори вісерадіальної конструкції. Для стаціонарних ГТУ слід виділити конструкції вихлопів з великими радіальністю і ступеню розширення при мінімальних осевих розмірах. Як правило у всіх конструкціях за останнім ступенем компресора є одна або дві випрямні решітки, які закручений потік за робочим колесом останнього ступеня компресора розвертають до осевого напрямку.

У статті викладено результати розрахункових досліджень п'яти варіантів дифузорів для осевого компресора типу ГТ-6-750 [3]: один варіант є початковим, а чотири інших варіантів відрізняються формою контурів внутрішніх обводів.

© Ю. О. Юдин, В. П. Суботович, О. В. Лапузін, І. І. Малимон, 2019

Мета роботи

Пошук резервів підвищення аеродинамічної ефективності вихідної частини осевого компресора з вісерадіальним дифузором.

Задачі дослідження

Основне завдання дослідження полягало в визначенні аеродинамічних характеристик вісерадіальних дифузорів з різною формою обтічника в широкому діапазоні кутів потоку на вході.

В дифузорах, враховуючи рекомендації формування каналів з проміжним стисненням [2, 4], змінювалася форма обтічника (рис. 1): початковий варіант 1 дифузора повторює форму дифузора ГТ-6-750, кут твірної $\alpha_1 = 2^\circ 40'$, радіус обтічника $R_1 = 168,37$ мм; варіант 2: $\alpha_1 = 8^\circ 14'$, $R_1 = 201,67$ мм; варіант 3: $\alpha_1 = 10^\circ 35'$, $R_1 = 199,39$ мм; варіант 4: $\alpha_1 = 3^\circ 27'$, $R_1 = 170,5$ мм; варіант 5: без сходинок, $\alpha_1 = 3^\circ$, $R_1 = 184,74$ мм.

Вздовж довжини вісерадіального каналу, починаючи з місця ($L = 0$), де розташована сходинок (113 мм від вхідного перерізу моделі дифузору до сходинок), визначений локальний ступінь розширення $n = F_i/F_{\text{вх}}$ вздовж довжини L вісерадіальної частини каналу. Вхідна площа $F_{\text{вх}}$ для всіх варіантів приймалася однаковою і визначена у перерізі на мінімально короткій відстані перед сходиною, тому при $L = 0$ у варіанті 5 без сходинок ступінь розширення n дорівнює 1, а у інших варіантах зі сходинок $n < 1$.

Розрахунки виконувались у програмному комплексі *Fluent* у вісесиметричній постановці (радіус втулки на вході 315,5 мм). Задавались такі граничні умови: повний тиск на вході в дифузор $P^* = 606$ кПа; повна температура потоку на вході в дифузор $T^* = 515,4$ К; статичний тиск на виході з дифузора $P = 591,94$ кПа; робоче тіло – повітря.

Геометрія дифузорів та розрахункова сітка побудовані за такими параметрами: основна сітка трикутна з відстанню між точками 2, сітка примежового шару з параметрами $a = 0,005$, $b/a = 1,08$, $rows = 45$, $y^+ < 4$. Тут a – відстань від стінки дифузора до першої лінії сітки примежового шару; b – відстань між першою і другою лініями примежового шару; b/a – фактор росту; $rows$ – кількість ліній, що утворюють примежовий шар.

Для всіх варіантів дифузорів використовувалася модель турбулентності *Spalart-Allmaras (SA)*. На кафедрі турбінобудування НТУ «ХП» проводилися дослідження впливу різних моделей турбулентності на розрахункові характеристики течії у вісекільцевих дифузорах, які засвідчили, що модель *SA* у порівнянні з іншими моделями дає найкращий збіг результатів розрахунків з експериментальними даними [5].

Розрахунки для кожного варіанта дифузора виконані для кутів потоку на вході в канал $\alpha_{\text{вх}}$, які

дорівнювали 90° , 75° , 60° , 45° (відлік кута ведеться від колового напрямку). Кут 45° є найбільш наближеним до кута потоку за робочим колесом останнього ступеня компресора, тобто перед першою випрямною решіткою, а кут 90° (осьовий потік) має місце за другою випрямною решіткою на вході в дифузор.

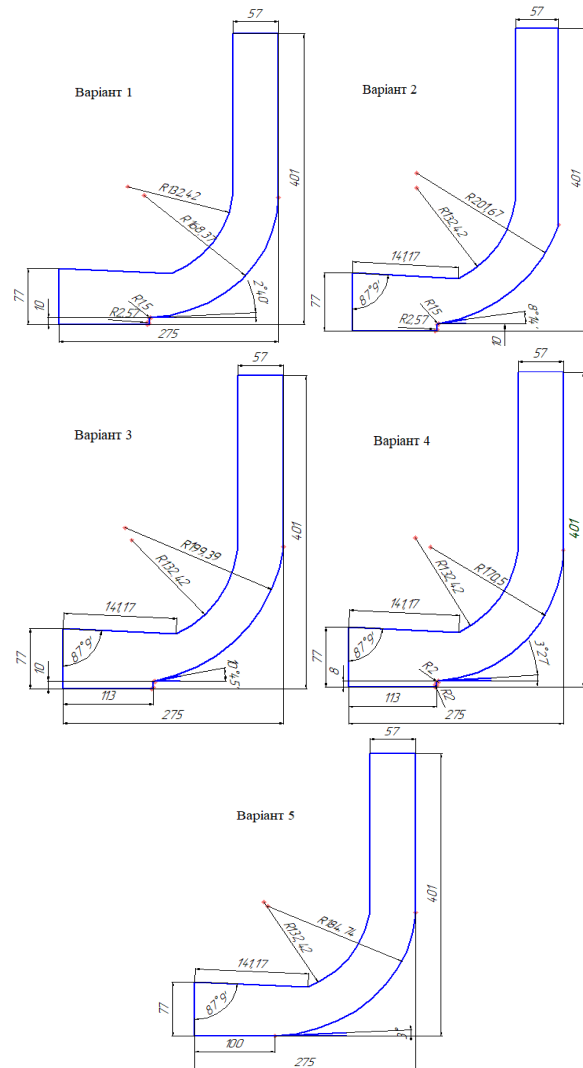


Рис. 1 – Варіанти дифузорів

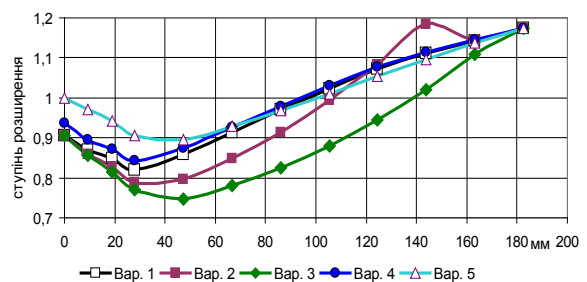
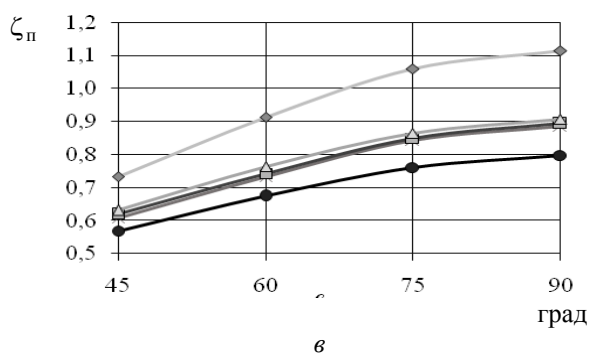
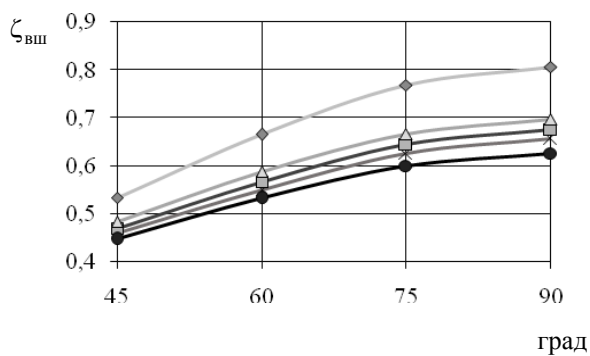
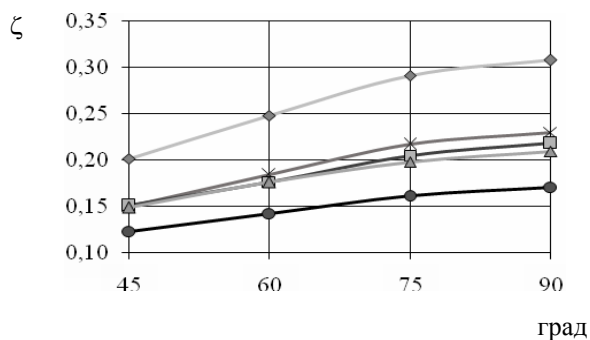


Рис. 2 – Локальний ступінь розширення n вздовж вісерадіальної частини каналу дифузора L

Результати розрахунків

Порівняння дифузorzів проводилося за коефіцієнтами втрат, які традиційно використовуються для оцінки ефективності дифузorzів [1, 9] та представлені на рис. 3 в залежності від кута входу потоку $\alpha_{\text{вх}}$.



—×— вар. 1 —■— вар. 2 —◇— вар. 3
—●— вар. 4 —△— вар. 5

Рис. 3 – Розподіл коефіцієнтів втрат у залежності від кута входу потоку $\alpha_{\text{вх}}$ в дифузorzі:

а – коефіцієнти внутрішніх втрат ζ ;

б – коефіцієнти втрат з вихідною швидкістю $\zeta_{\text{вщ}}$;

в – коефіцієнти повних втрат $\zeta_{\text{п}}$

У дослідженому діапазоні кутів входу потоку $\alpha_{\text{вх}} = 45^\circ \dots 90^\circ$ для всіх дифузorzів характерно зниження коефіцієнтів втрат при збільшенні закрутки потоку на вході $\Delta\alpha_{\text{вх}} = 90^\circ - \alpha_{\text{вх}}$. Максимальні

втрати мають місце для кута $\alpha_{\text{вх}} = 90^\circ$, мінімальні – для кута $\alpha_{\text{вх}} = 45^\circ$. Спостерігається загальна тенденція: чим більше величина коефіцієнта втрат дифузorzа при осьовому вході потоку, тим більший темп його зниження при зменшенні кута входу потоку. Наприклад, при зменшенні кута $\alpha_{\text{вх}}$ з 90° до 45° у найгіршому варіанті 3 коефіцієнти втрат знижуються в 1,5–1,6 рази, а у кращому варіанті 4 – у 1,35–1,4 рази. Коефіцієнти повних втрат знижуються у варіанті 3 з 1,11 до 0,73, а у варіанті 4 з 0,8 до 0,57. Таким чином, різниця між коефіцієнтами втрат дифузorzів, що досліджувались, зменшується при зростанні кута закрутки потоку на вході у дифузorzі такого типу.

Варіант 4 при всіх кутах входу потоку має мінімальні коефіцієнти втрат у порівнянні з іншими варіантами (рис. 3). За розподілом локального ступеня розширення варіант 4 близький до початкового варіанту 1 дифузorzа (рис. 2), але на перший погляд незначні зміни геометрії обтічника за рахунок раціональної висоти сходинок, збільшення кута твірної α_1 і радіуса обтічника R_1 (рис. 1) дозволило у варіанті 4 отримати менший темп зростання локального ступеня розширення вздовж довжини вісерадіальної ділянки дифузorzа. Це позитивно вплинуло на течію і розподіл параметрів. На рис. 4, 5 і 6 зображено розподіл статичного тиску, числа Маха та швидкості поблизу сходинок у початковому варіанті 1 з кутом входу потоку 90° (рис. 4а, 5а, 6а.) і у варіанті 4 з кутом входу потоку 45° (рис. 4б, 5б, 6б). При цьому куті входу течія у варіанті 4 практично не має відривних явищ у всьому об'ємі дифузorzа. У початковому варіанті 1 (кут 90°) мають місце відривання потоку як поблизу сходинок (рис. 6а), так і в радіальній частині дифузorzа, де відрив починається відразу за вісерадіальною ділянкою і розповсюджується до вихідного перерізу (рис. 5а).

Відмова від випрямних апаратів у варіанті 4, що відповідає куту входу 45° , у порівнянні з початковим варіантом 1 з кутом входу потоку у дифузorzі 90° , який забезпечується двома випрямними апаратами (коефіцієнт внутрішніх втрат кожного дорівнює $\sim 0,035$), дозволить суттєво знизити втрати. Якщо врахувати вплив коефіцієнтів втрат випрямних апаратів на збільшення коефіцієнтів внутрішніх і відповідно повних втрат варіанта 1, то коефіцієнт внутрішніх втрат дифузorzа можна знизити у 2,5 рази, а коефіцієнт повних втрат у 1,7 рази.

Крім цього, це дозволить поліпшити характеристики компресора на змінних режимах, коли при зміні кутів виходу потоку за робочим колесом останнього ступеня випрямний апарат працює з кутами атаки, що супроводжується відривами потоку від поверхонь випрямного апарата та значним ростом втрат на ділянці «випрямний апарат – дифузorz» [6–8].

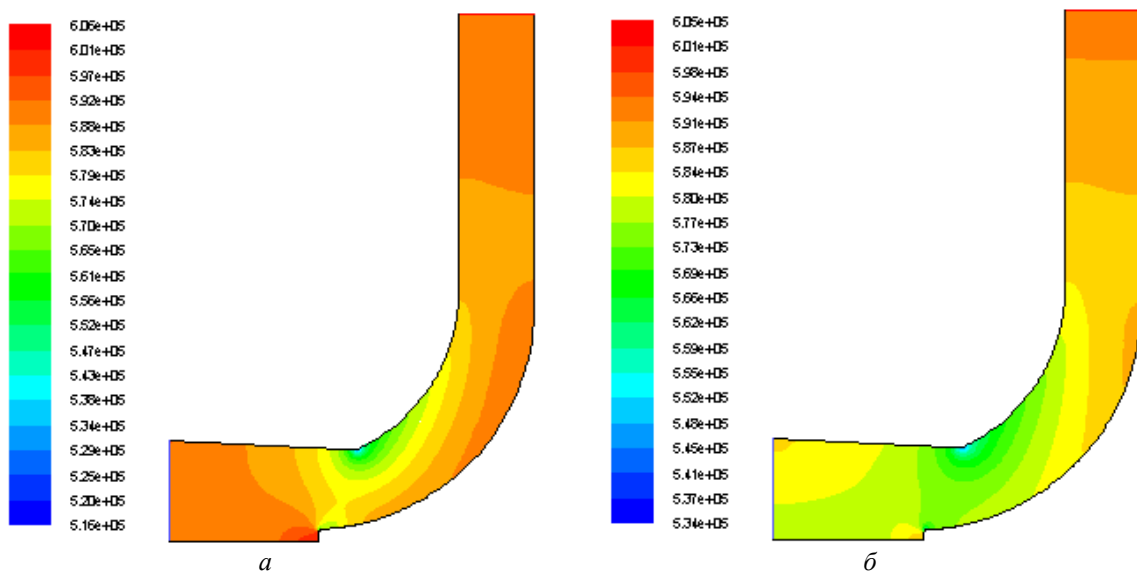


Рис. 4 – Розподіл статичного тиску в дифузорах:
 а – варіант 1, $\alpha_{\text{вх}} = 90^\circ$; б – варіант 4, $\alpha_{\text{вх}} = 45^\circ$

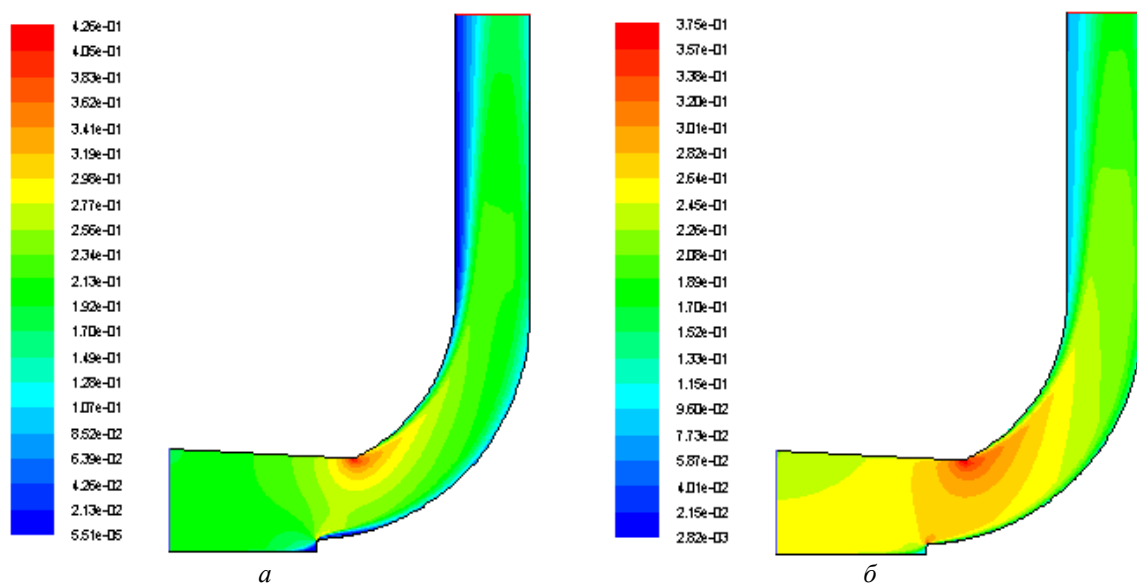


Рис. 5 – Розподіл числа Маха в дифузорах
 а – варіант 1, $\alpha_{\text{вх}} = 90^\circ$; б – варіант 4, $\alpha_{\text{вх}} = 45^\circ$

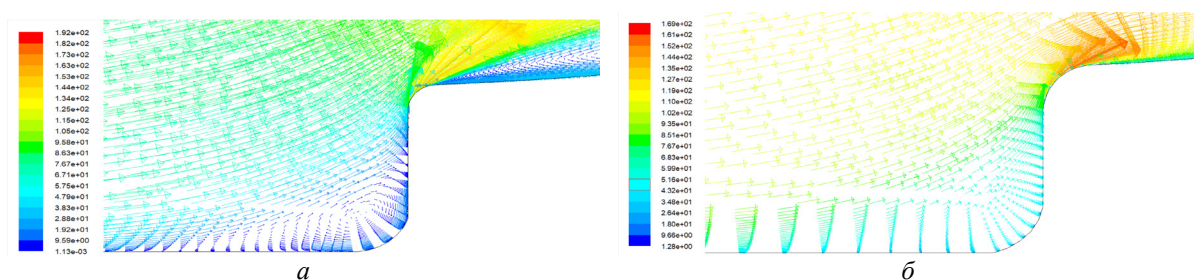


Рис. 6 – Розподіл швидкості вздовж сходинки:
 а – варіант 1, $\alpha_{\text{вх}} = 90^\circ$; б – варіант 4, $\alpha_{\text{вх}} = 45^\circ$

Висновки

За результатами розрахунків п'яти варіантів вихідних дифузоров осевого компресора газотурбінної установки ГТ-6-750 встановлено, що при осевому вході у дифузор тільки за рахунок модернізації внутрішнього обводу можна знизити коефіцієнти втрат у дифузори по відношенню до початкового варіанту більш ніж на 10%.

Дослідження у широкому діапазоні кутів входу потоку у дифузори показали, що даний тип дифузоров (коротких в осевому напрямку і з великою радіальністю) має значно нижчі втрати при куті 45°, що близький до напрямку потоку за робочими лопатками останнього ступеня, ніж при куті 90°, який має місце за традиційно встановленими випрямними апаратами.

Пропонується для даного типу дифузоров відмовитися від двох випрямних апаратів і, таким чином, крім зниження внутрішніх втрат вісерадіального дифузора у ~2,5 рази, поліпшити характеристики компресора на змінних режимах. Це також зменшує металоемність, вартість і спрощує конструкцію осевого компресора.

Список літератури

1. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. *Газодинамика диффузоров и выхлопного патрубка турбомашин*. Москва: Энергия, 1970. 273 с.
2. Мигай В. К., Гудков Э. И. *Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин*. Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1981. 272 с.
3. Шубенко-Шубин Л. А., Лисецкий Н. Л., Шварц В. А., Корж П. И. *Газотурбинные установки: атлас конструкций и схем*. Москва: Машиностроение, 1967.
4. Cherry E. M., Padilla A. M., Elkins C. J., Eaton J. K. Three-dimensional velocity measurements in annular segments including the effects of upstream strut wake. *International journal of heat and fluid flow*. 2010. Vol. 31. P. 569–575.
5. Суботович В. П., Юдин Ю. О., Юдин О. Ю., Темченко С. О. Про результати аеродинамічних розрахунків вісекільцевих кінцевих дифузоров. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 10(1182). С. 131–135. Бібліогр.: 8 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.19.
6. Кистойчев А. В. *Проектирование лопаточного аппарата осевых компрессоров ГТУ*. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2014. 120 с.
7. Эккерт Б. *Осевые и центробежные компрессоры. Применение, теория, расчет*. Москва: Машгиз, 1959. 680 с.
8. Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. *Теория и расчет авиационных лопаточных машин*. Москва: Машиностроение, 1986. 432 с.
9. Суботович В. П., Юдин Ю. А., Лапузин А. В., Юдин А. Ю., Швецов В. Л. Влияние неосесимметричного вдува потока в диффузоре на работу выхлопного патрубка ЦНД турбины. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 9(1231). С. 24–28. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.03.

References (transliterated)

1. Deich, M. E. and Zaryankin A. E. (1970), *Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnih patrubkov turbomashin* [Diffusers and exhaust chamber turbomachinery gas dynamics], Jenergiya [Energy], Moscow, Russia.
2. Migay, V. K. and Gudkov, E. I. (1981), *Proektirovanie i raschet vyihodnyih diffuzorov turbomashin* [Design and calculation of output diffusers of turbomachines], Mashinostroenie, Leningrad, Russia.
3. Shubenko-Shubin L. A., Liseckij N. L., Shvarc V. A. and Korzh P. I. (1967), *Gazoturbinnyye ustanovki: Atlas konstruktivnykh i skhem* [Gas-turbine installations: Atlas of the constructions and charts], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
4. Cherry E. M. (2010), "Three-dimensional velocity measurements in annular segments including the effects of upstream strut wake", *International journal of heat and fluid flow*, vol. 31, pp. 569–575.
5. Subotovych, V., Yudin, Yu., Yudin, A. and Temchenko, S. (2016), "On the Data of Aerodynamic Computations of Axiannular Divergent Cones", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 131–135, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.19.
6. Kistoychev A. V. (2014), *Proektirovanie lopatochnogo apparata osevykh kompressorov GTU* [Design of blade row of axial compressors], Izd-vo Ural. un-ta [Publishing Ural University], Ekaterinburg, Russia.
7. Ekkert B. (1959), *Osevye i tsentrobezhnye kompressory. Primenenie, teoriya, raschet* [Axial and centrifugal compressors. Application, theory, calculation], Mashgiz, Moscow, Russia.
8. Kholshchevnikov K. V., Emin O. N. and Mitrokhin V. T. (1986), *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aircraft impeller machine], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
9. Subotovych, V., Yudin, Yu., Lapuzin, A., Yudin, A. and Shvetsov, V. (2017), "Influence of Nonaxisymmetric Flow Injection into the Diffuser on the Turbine LPC Exhaust Nozzle", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 24–28, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.03.

Надійшла (received) 12.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Юдін Юрій Олексійович (Юдин Юрий Алексеевич, Yudin Yuriy) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: yury55yudin@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9770-2273>.

Суботович Валерій Петрович (Суботович Валерий Петрович, Subotovich Valery) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: subotovych@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7051-4758>.

Лапузін Олександр Вікторович (Лапузин Александр Викторович, Lapuzin Alexander) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: aleksanderlapuzin@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6445-3979>.

Малимон Іван Іванович (Малимон Иван Иванович, Malymon Ivan) – студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3162-4137>.

Ю. А. ОЛЕЙНИК, С. А. САПРЫКИН, С. П. НАУМЕНКО

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КПД ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ С УЧЕТОМ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ

Получены три метода определения коэффициента полезного действия (КПД) центробежного нагнетателя (ЦБН), где кроме тепловых потерь и потерь на трение в подшипниках и уплотнениях ЦБН учитываются потери энергии для следующих процессов: трение рабочего колеса ЦБН в газовой среде, перетекание газа через уплотнения ЦБН, движение газа в межступенчатых полостях ЦБН. Методы учитывают три различных подхода к расчету потерь энергии, связанных с движением газа в межступенчатых полостях ЦБН. Рассчитаны практические значения для КПД ЦБН по полученным методам.

Ключевые слова: центробежный нагнетатель, коэффициент полезного действия, потери энергии.

Ю. А. ОЛІЙНИК, С. А. САПРИКІН, С. П. НАУМЕНКО

МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ ККД ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА З УРАХУВАННЯМ ВИТРАТ ЕНЕРГІЇ

Отримано три методи визначення коефіцієнта корисної дії (ККД) відцентрового нагнітача (ВЦН), де крім теплових втрат і втрат на тертя в підшипниках і ущільненнях ВЦН враховуються втрати енергії для наступних процесів: тертя робочого колеса ВЦН в газовій середовищі, перетікання газу через ущільнення ВЦН, рух газу в міжступінчатих порожнинах ВЦН. Методи враховують три різних підходи до розрахунку втрат енергії, пов'язаних з рухом газу в міжступінчатих порожнинах ВЦН. Розраховано практичні значення для ККД ВЦН по одному з отриманих методів.

Ключові слова: відцентровий нагнітач, коефіцієнт корисної дії, втрати енергії.

YU. OLEYNIK, S. SAPRYKIN, S. NAUMENKO

METHODS OF DETERMINATION OF EFFICIENCY OF THE CENTRIFUGAL SUPERCHARGER TAKING INTO ACCOUNT ENERGY LOSSES

Three methods of determination of the efficiency of the centrifugal supercharger (CS) where except thermal losses and losses on friction in bearings and consolidations of CS losses of energy for the following processes are considered are received: friction of the CS driving wheel in the gas environment, overflowing of gas through consolidations of CS, gas flow in inter step cavities of CS. Methods consider three various approaches to calculation of the losses of energy connected with gas flow in inter step cavities of CS. The first method considers gasdynamic losses depending on an expense and density of gas. The second method considers gasdynamic losses depending on full specific work in CS steps. The third method considers gasdynamic losses depending on specific work of Euler in CS steps. Calculation of pressure losses is carried out to CS steps for 5–7 step CS taking into account practical data on the CS parameters. Practical values for CS efficiency by one of the received methods are calculated. In calculations comparisons of efficiency of CS taking into account all losses of energy and without gasdynamic losses of energy are carried out.

Key words: centrifugal supercharger, efficiency, energy losses.

Введение

Для оценки мощности и технического состояния центробежного нагнетателя (ЦБН) и привода ЦБН, необходимо определять коэффициент полезного действия (КПД) ЦБН. При определении КПД ЦБН нужно учитывать внутренние и внешние потери энергии в ЦБН [1]. Внешние потери энергии характеризуются механическим КПД ЦБН $\eta_{\text{мех}}$, который учитывает трение в подшипниках и уплотнениях ротора [1]. Внутренние потери энергии характеризуются внутренним КПД ЦБН $\eta_{\text{вн}}$, который должен учитывать следующие потери энергии [1–3]:

- 1) тепловые (отдача тепла от газа в ЦБН во внешнюю среду);
- 2) динамические в рабочем колесе (РК) ЦБН (трение газа о РК, перетекание газа через уплотнения РК и ротора);
- 3) газодинамические между РК (трение газа, преодоление им сопротивлений и поворотов в

проточных частях между ступенями ЦБН).

Тепловые потери учитывает политропный КПД $\eta_{\text{пол}}$ [1–3] и при эксплуатации ЦБН обычно принимают допущение, что $\eta_{\text{вн}} \approx \eta_{\text{пол}}$, пренебрегая динамическими и газодинамическими потерями. Это происходит потому, что тепловые потери самые большие среди потерь внутренней энергии ЦБН и методы определения $\eta_{\text{пол}}$ хорошо изучены и разработаны [4, 5]. Динамические и газодинамические потери могут быть незначительными, составляя 1–3 % полезной работы, совершаемой ЦБН. Но современные ЦБН растут по мощности и получают 6...32 МВт от привода. Соответственно даже 1 % потерь мощности будет составлять 0,06...0,32 МВт, что существенно при анализе энергии и мощности ЦБН и привода ЦБН.

Не учёт потерь энергии в ЦБН увеличит его КПД и уменьшит рассчитываемую мощность (энергию) привода ЦБН. Лишняя мощность, подводимая к ЦБН, приведет к лишним затратам энергии (топлива) приводом ЦБН.

© Ю. А. Олейник, С. А. Сапрыкин, С. П. Науменко, 2019

Значения $\eta_{\text{мех}}$ известны и их можно задавать [1–3]. При определении $\eta_{\text{вн}}$ учитываются только тепловые потери [6], что недостаточно для точного значения $\eta_{\text{вн}}$. Методы определения $\eta_{\text{вн}}$ рассмотрены в общем виде в работе [7], но для точных расчетов $\eta_{\text{вн}}$ необходимы математические модели, в которых будут не в общем, а в конкретном виде рассчитываться внутренние потери энергии в ЦБН.

Цель работы

Получить математические методы определения КПД ЦБН с учетом потерь энергии в ЦБН.

КПД и удельные энергии ЦБН

Для КПД ЦБН $\eta_{\text{цбн}}$ запишем выражение [1]:

$$\eta_{\text{цбн}} = \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{вн}}. \quad (1)$$

Величина $\eta_{\text{мех}}$ задается, а $\eta_{\text{вн}}$ будем определять с учетом всех потерь энергии в ЦБН.

Для упрощения математических моделей энергетического баланса ЦБН будем использовать удельные энергии (УЭ), показывающие потери энергии и полезную работу (энергию) в ЦБН, затрачиваемые на 1 кг перемещаемого и сжимаемого газа.

Для $\eta_{\text{вн}}$ запишем выражение [1–4]:

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{l_{\text{пол}}}{l_{\text{вн}}}, \quad (2)$$

где $l_{\text{пол}}$ – УЭ, передаваемая 1 кг газа в ЦБН при политропном сжатии газа, Дж/кг;

$l_{\text{вн}}$ – внутренняя УЭ (с учетом потерь УЭ), которую ротор ЦБН получает от привода на сжатие и перемещение 1 кг газа, Дж/кг.

Зная значения $\eta_{\text{мех}}$, $\eta_{\text{вн}}$, $l_{\text{пол}}$, можно определять $l_{\text{вн}}$ и удельную работу привода ЦБН $l_{\text{пр}}$ [1–3]:

$$l_{\text{пол}} = \eta_{\text{мех}} l_{\text{вн}} = \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{вн}} l_{\text{пр}} = \eta_{\text{цбн}} l_{\text{пр}}. \quad (3)$$

При эксплуатации ЦБН, или выборе привода ЦБН, определяют $l_{\text{пол}}$ и затем находят $l_{\text{вн}}$ и $l_{\text{пр}}$. При выборе ЦБН для имеющегося привода, оценивают $l_{\text{пр}}$ и затем определяют $l_{\text{вн}}$ и $l_{\text{пол}}$. Чтобы проводить эти расчеты, необходимо иметь математическую модель для определения $l_{\text{вн}}$ и $\eta_{\text{вн}}$, а значения $\eta_{\text{мех}}$ задаются.

Общая формула для $l_{\text{вн}}$ с учетом потерь энергии

Для $l_{\text{вн}}$ запишем выражения [1–3]:

$$l_{\text{вн}} = l_{\text{пол}} + l_t + l_{\text{трд}} + l_{\text{пер}} + l_{\text{гдп}} + l_{\Delta\text{К}}; \quad (4)$$

$$l_{\text{ад}} = l_{\text{пол}} + l_t;$$

$$l_{\text{дп}} = l_{\text{трд}} + l_{\text{пер}} + l_{\text{гдп}},$$

где l_t – УЭ, теряемая газом (1 кг газа) в ЦБН за счет отдачи тепла во внешнюю среду, Дж/кг.

$l_{\text{трд}}$ – УЭ, теряемая за счет трения и смятия газа на поверхности диска РК, Дж/кг;

$l_{\text{пер}}$ – УЭ, теряемая на внутренние перетечки газа через уплотнения ротора в РК, Дж/кг;

$l_{\text{гдп}}$ – газодинамические потери УЭ газа: потери давления из-за трения, преодоления местных сопротивлений и поворотов в проточных частях ЦБН, Дж/кг;

$l_{\Delta\text{К}}$ – УЭ, затрачиваемая на увеличение кинетической энергии газа, выходящего из ЦБН, Дж/кг;

$l_{\text{ад}}$ – УЭ, передаваемая газу в ЦБН при адиабатном сжатии газа, Дж/кг;

$l_{\text{дп}}$ – динамические потери УЭ газа в ЦБН, Дж/кг.

При торможении потока газа, его энергия переходит в увеличение давления и температуры газа, поэтому величину $l_{\Delta\text{К}}$ будем считать полезной работой, переходящей в $l_{\text{ад}}$. При этом допущении запишем уравнение (4) в виде:

$$l_{\text{вн}} = l_{\text{ад}} + l_{\text{трд}} + l_{\text{пер}} + l_{\text{гдп}}. \quad (5)$$

Для анализа УЭ ЦБН используется величина $l_{\text{Э}}$ (Дж/кг) – удельная работа Эйлера, которую РК сообщает газу [1–3]:

$$l_{\text{Э}} = l_{\text{вн}} - l_{\text{трд}} - l_{\text{пер}}, \quad (6)$$

а с учетом уравнения (5)

$$l_{\text{Э}} = l_{\text{ад}} + l_{\text{гдп}}. \quad (7)$$

Определение $l_{\text{вн}}$ и $\eta_{\text{цбн}}$ при зависимости от расхода и плотности газа в ЦБН

Запишем формулы для коэффициента потерь на трение диска РК $\beta_{\text{трд}}$ и коэффициента потерь на перетечки газа $\beta_{\text{пер}}$ [1, 2]:

$$\beta_{\text{трд}} = \frac{l_{\text{трд}}}{l_{\text{Э}}}; \quad \beta_{\text{пер}} = \frac{l_{\text{пер}}}{l_{\text{Э}}},$$

и определим $l_{\text{Э}}$ из (6) с учетом $\beta_{\text{трд}}$ и $\beta_{\text{пер}}$:

$$l_{\text{Э}} = l_{\text{вн}} - \beta_{\text{трд}} l_{\text{Э}} - \beta_{\text{пер}} l_{\text{Э}};$$

$$l_{\text{Э}} = \frac{l_{\text{вн}}}{1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}}. \quad (8)$$

Подставим $l_{\text{Э}}$ из уравнения (8) в формулу (7):

$$\frac{l_{\text{вн}}}{1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}} = l_{\text{ад}} + l_{\text{гдп}};$$

$$\ell_{\text{вн}} = (1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}})(\ell_{\text{ад}} + \ell_{\text{гдп}}), \quad (9)$$

Подставим формулу (9) в выражение (2) и получим:

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{1}{1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\ell_{\text{ад}} + \ell_{\text{гдп}}}. \quad (10)$$

Для определения величины $\ell_{\text{ад}}$ запишем [1–3]:

$$\ell_{\text{ад}} = \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}}. \quad (11)$$

Величина $\ell_{\text{гдп}}$ появляется из-за потерь мощности $\Delta p Q_{\text{ср}}$ [1], где Δp (Па) – давление газа, теряемое из-за газодинамических потерь, $Q_{\text{ср}}$ (м³/с) – средний объемный расход газа в ЦБН. Разделим $\Delta p Q_{\text{ср}}$ на $\rho_{\text{ср}} Q_{\text{ср}}$ ($\rho_{\text{ср}}$ – средняя плотность газа, кг/м³) [1] и получим для $\ell_{\text{гдп}}$:

$$\ell_{\text{гдп}} = \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ср}}}. \quad (12)$$

Подставим (12) и (11) в (10):

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{1}{1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}} + \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ср}}}};$$

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{1}{1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}} \frac{1}{\frac{1}{\eta_{\text{пол}}} + \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ср}}} \frac{1}{\ell_{\text{пол}}}}. \quad (13)$$

Введем обозначения:

$$\eta_{\text{дрк}} = \frac{1}{1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}}; \quad (14)$$

$$\varphi_{\text{гд}} = \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ср}}} \frac{1}{\ell_{\text{пол}}}; \quad (15)$$

$$\eta_{\Delta p} = 1 - \varphi_{\text{гд}},$$

где $\eta_{\text{дрк}}$ – динамический КПД РК ЦБН, учитывающий потери УЭ в РК ЦБН,

$\varphi_{\text{гд}}$ – коэффициент газодинамических потерь давления между ступенями ЦБН;

$\eta_{\Delta p}$ – газодинамический КПД потерь давления между ступенями ЦБН.

С учетом выражений (14) и (15) для $\eta_{\text{вн}}$ (формула (13)) и $\eta_{\text{цбн}}$ (формула (1)) получим:

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{\eta_{\text{дрк}}}{1 + \varphi_{\text{гд}}} = \frac{\eta_{\text{дрк}}}{1 + \varphi_{\text{гд}}} \eta_{\text{пол}};$$

$$\eta_{\text{цбн}} = \eta_{\text{мех}} \frac{\eta_{\text{дрк}}}{1 + \varphi_{\text{гд}}} \eta_{\text{пол}}.$$

Определение $\ell_{\text{вн}}$ и $\eta_{\text{цбн}}$ при зависимости

$$\ell_{\text{гдп}} \text{ от } \ell_{\text{э}}(1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}})$$

В литературе [2] рассматривается зависимость $\ell_{\text{гдп}}$ от полной удельной работы (полного удельного напора) ступени по сжатию газа:

$$\ell_{\text{гдп}} = \gamma_{\text{гдп}} \ell_{\text{п}}; \quad (16)$$

$$\ell_{\text{п}} = \ell_{\text{э}}(1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}),$$

где $\gamma_{\text{гдп}}$ – коэффициент газодинамических потерь УЭ при $\ell_{\text{гдп}}(\ell_{\text{п}})$;

$\ell_{\text{п}}$ – полная удельная работа по сжатию газа в ступени ЦБН, Дж/кг.

Подставим формулу (16) в уравнение (7):

$$\ell_{\text{э}} = \ell_{\text{ад}} + \gamma_{\text{гдп}} \ell_{\text{п}};$$

$$\ell_{\text{э}} = \ell_{\text{ад}} + \gamma_{\text{гдп}} \ell_{\text{э}}(1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}});$$

$$\ell_{\text{э}} - \gamma_{\text{гдп}} \ell_{\text{э}}(1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}) = \ell_{\text{ад}};$$

$$\ell_{\text{э}} = \frac{1}{1 - (1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}})\gamma_{\text{гдп}}} \ell_{\text{ад}},$$

после чего подставим значение $\ell_{\text{э}}$ из уравнения (8), чтобы определить $\ell_{\text{вн}}$:

$$\frac{\ell_{\text{вн}}}{1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}} = \frac{1}{1 - (1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}})\gamma_{\text{гдп}}} \ell_{\text{ад}};$$

$$\ell_{\text{вн}} = \frac{1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}}{1 - (1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}})\gamma_{\text{гдп}}} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}};$$

$$\ell_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}} - \gamma_{\text{гдп}}} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}};$$

$$\bar{\ell}_{\text{вн}} = \frac{1}{\eta_{\text{дрк}} - \gamma_{\text{гдп}}} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}}. \quad (17)$$

Внутренняя УЭ в формуле (17) обозначена $\bar{\ell}_{\text{вн}}$ и зависит от $\gamma_{\text{гдп}}$ ($\ell_{\text{вн}}$ зависит от $\Delta p/\rho_{\text{ср}}$).

Для внутреннего КПД ЦБН из (2) и (17):

$$\bar{\eta}_{\text{вн}} = \frac{\ell_{\text{пол}}}{\bar{\ell}_{\text{вн}}};$$

$$\bar{\eta}_{\text{вн}} = \frac{\ell_{\text{пол}}}{\frac{1}{\eta_{\text{дрк}} - \gamma_{\text{гдп}}} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}}};$$

$$\bar{\eta}_{\text{вн}} = (\eta_{\text{дрк}} - \gamma_{\text{гдп}}) \eta_{\text{пол}}. \quad (18)$$

Внутренний КПД ЦБН в формуле (18) обозначен $\bar{\eta}_{\text{вн}}$ и зависит от $\gamma_{\text{гдп}}$.

Для КПД ЦБН из (1) и (18) получим:

$$\bar{\eta}_{\text{цбн}} = \eta_{\text{мех}} (\eta_{\text{дрк}} - \gamma_{\text{гдп}}) \eta_{\text{пол}},$$

где КПД ЦБН, обозначаемый $\bar{\eta}_{\text{цбн}}$, определяется с учетом $\bar{\eta}_{\text{вн}}$ а не $\eta_{\text{вн}}$.

Определение $l_{\text{вн}}$ и $\eta_{\text{цбн}}$ при зависимости $l_{\text{гдп}}$ от $l_{\text{э}}$

Примем допущение, что $l_{\text{гдп}}$ зависит не от $l_{\text{п}}$ $l_{\text{п}} = l_{\text{э}}(1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}})$, а от $l_{\text{э}}$ (как $l_{\text{трд}}$ и $l_{\text{пер}}$):

$$\beta_{\text{гдп}} = \frac{l_{\text{гдп}}}{l_{\text{э}}},$$

где $\beta_{\text{гдп}}$ – коэффициент газодинамических потерь при $l_{\text{гдп}}(l_{\text{э}})$.

Для $l_{\text{э}}$ вместо формулы (6) запишем новое выражение с учетом дополнительных потерь $l_{\text{гдп}}$:

$$l_{\text{э}} = l_{\text{вн}} - l_{\text{трд}} - l_{\text{пер}} - l_{\text{гдп}},$$

при этом получим, что $l_{\text{э}} = l_{\text{ад}}$ (формула (5)) и далее разделим обе части уравнения на $l_{\text{ад}}$

$$1 = \frac{l_{\text{вн}}}{l_{\text{ад}}} - \beta_{\text{трд}} - \beta_{\text{пер}} - \beta_{\text{гдп}};$$

$$l_{\text{вн}} = (1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}} + \beta_{\text{гдп}}) l_{\text{ад}};$$

$$\hat{l}_{\text{вн}} = \left(\frac{1}{\eta_{\text{дрк}}} + \beta_{\text{гдп}} \right) \frac{l_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}}. \quad (19)$$

Внутренняя УЭ в формуле (19) обозначена $\hat{l}_{\text{вн}}$ и зависит от $\beta_{\text{гдп}}$ ($\bar{l}_{\text{вн}}$ зависит от $\gamma_{\text{гдп}}$, а $l_{\text{вн}}$ зависит от $\Delta p / \rho_{\text{ср}}$).

Для внутреннего КПД ЦБН из (2) и (19) получим новое решение:

$$\hat{\eta}_{\text{вн}} = \frac{l_{\text{пол}}}{\hat{l}_{\text{вн}}};$$

$$\hat{\eta}_{\text{вн}} = \frac{l_{\text{пол}}}{\frac{1}{\frac{1}{\eta_{\text{дрк}}} + \beta_{\text{гдп}}} l_{\text{пол}}};$$

$$\hat{\eta}_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{\text{дрк}}} + \beta_{\text{гдп}}} \eta_{\text{пол}};$$

$$\hat{\eta}_{\text{вн}} = \frac{\eta_{\text{дрк}}}{1 + \eta_{\text{дрк}} \beta_{\text{гдп}}} \eta_{\text{пол}}. \quad (20)$$

КПД ЦБН в формуле (20) обозначен $\hat{\eta}_{\text{вн}}$ и зависит от $\beta_{\text{гдп}}$.

Для $\hat{\eta}_{\text{цбн}}$ из (1) и (20) получим новое решение:

$$\hat{\eta}_{\text{цбн}} = \eta_{\text{мех}} \frac{\eta_{\text{дрк}}}{1 + \beta_{\text{гдп}} \eta_{\text{дрк}}} \eta_{\text{пол}}. \quad (21)$$

КПД ЦБН в формуле (21) обозначен $\hat{\eta}_{\text{цбн}}$, чтобы не путать его с $\eta_{\text{цбн}}$ и $\bar{\eta}_{\text{цбн}}$.

Методы определения и значения внутреннего КПД ЦБН и КПД ЦБН

Разработаны три новых метода определения внутреннего КПД ЦБН и КПД ЦБН (табл. 1). Методы различаются по определению $l_{\text{гдп}}$, а величины $l_{\text{трд}}$ и $l_{\text{пер}}$ определяются одинаково во всех методах (табл. 1). В каждом методе внутренний КПД определяется по-разному, а КПД ЦБН равен произведению внутреннего и механического КПД (табл. 1). Методы отличаются учетом трех новых величин: $\eta_{\text{дрк}}$, $\varphi_{\text{гд}}$, $\beta_{\text{гдп}}$.

Зная значения КПД ЦБН и рассчитав $l_{\text{пол}}$, можно определять $l_{\text{вн}}$ и $l_{\text{пр}}$ (формулы (2), (3)). В данной работе оценены значения внутреннего КПД ЦБН и КПД ЦБН, показывающие насколько величины $l_{\text{вн}}$ и $l_{\text{пр}}$ могут быть больше $l_{\text{пол}}$.

Таблица 1 – Методы определения потерь, внутреннего КПД ЦБН и КПД ЦБН

Метод	Определение $l_{\text{трд}}$, $l_{\text{пер}}$	Определение $l_{\text{гдп}}$	Определение внутреннего КПД ЦБН	Определение КПД ЦБН
1	$l_{\text{трд}} = \beta_{\text{трд}} l_{\text{э}}$ $l_{\text{пер}} = \beta_{\text{пер}} l_{\text{э}}$	$l_{\text{гдп}} = \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ср}}}$	$\eta_{\text{вн}} = \frac{\eta_{\text{дрк}}}{1 + \varphi_{\text{гд}} \eta_{\text{пол}}} \eta_{\text{пол}}$	$\eta_{\text{цбн}} = \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{вн}}$
2		$l_{\text{гдп}} = \gamma_{\text{гдп}} l_{\text{э}} (1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}})$	$\bar{\eta}_{\text{вн}} = (\eta_{\text{дрк}} - \gamma_{\text{гдп}}) \eta_{\text{пол}}$	$\bar{\eta}_{\text{цбн}} = \eta_{\text{мех}} \bar{\eta}_{\text{вн}}$
3		$l_{\text{гдп}} = \beta_{\text{гдп}} l_{\text{э}}$	$\hat{\eta}_{\text{вн}} = \frac{\eta_{\text{дрк}}}{1 + \beta_{\text{гдп}} \eta_{\text{дрк}}} \eta_{\text{пол}}$	$\hat{\eta}_{\text{цбн}} = \eta_{\text{мех}} \hat{\eta}_{\text{вн}}$

Запишем для КПД ЦБН формулы с учетом табл. 1:

$$\eta_{\text{цбн}} = \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{гд}} \eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{вн}};$$

$$\bar{\eta}_{\text{цбн}} = \eta_{\text{мех}} \bar{\eta}_{\text{гд}} \eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{мех}} \bar{\eta}_{\text{вн}};$$

$$\hat{\eta}_{\text{цбн}} = \eta_{\text{мех}} \hat{\eta}_{\text{гд}} \eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{мех}} \hat{\eta}_{\text{вн}};$$

$$\eta_{\text{гд}} = \frac{\eta_{\text{дрк}}}{1 + \varphi_{\text{гд}} \eta_{\text{пол}}};$$

$$\bar{\eta}_{\text{ГД}} = \eta_{\text{дрк}} - \gamma_{\text{ГДП}}; \quad (22)$$

$$\hat{\eta}_{\text{ГД}} = \frac{\eta_{\text{дрк}}}{1 + \beta_{\text{ГДП}} \eta_{\text{дрк}}},$$

где $\eta_{\text{ГД}}$, $\bar{\eta}_{\text{ГД}}$, $\hat{\eta}_{\text{ГД}}$ – газодинамические КПД ЦБН, рассчитанные, соответственно, по методам 1, 2, 3.

При расчетах КПД ЦБН газодинамический КПД не учитывают, принимая равным 1 и внутренний КПД равен политропному. Теперь можно оценивать внутренний КПД по предложенным методам, чтобы вместе с тепловыми потерями учитывать газодинамические потери энергии в ЦБН.

Определим пределы изменения газодинамического КПД, используя метод 2 (формула (22)), по которому имеются статистические данные значений параметров $\beta_{\text{трд}}$, $\beta_{\text{пер}}$, $\gamma_{\text{ГДП}}$.

Величины $\beta_{\text{трд}}$ и $\beta_{\text{пер}}$ находятся в пределах 0,01...0,02 [2, 3]. Для $\gamma_{\text{ГДП}}$ из литературы [2]: 0,01...0,03. Примем допущение, что $\beta_{\text{ГДП}} \approx \gamma_{\text{ГДП}}$.

Расчетные значения $\bar{\eta}_{\text{ГД}}$ показаны в табл. 2, где в скобках указаны значения $\gamma_{\text{ГДП}}$, $\bar{\eta}_{\text{ГД}}$ и $\bar{\eta}_{\text{ГД}} \eta_{\text{мех}}$ при максимальном значении $\gamma_{\text{ГДП}} = 0,02$ вместо значения 0,03.

Так же в табл. 2 рассмотрено значение $\eta_{\text{мех}}$: максимальное – 0,98, минимальное – 0,97, среднее – 0,975 [1].

Таблица 2 – Параметры ЦБН

Значение Параметр	Минимальное	Среднее	Максимальное
$\beta_{\text{трд}}$	0,01	0,015	0,02
$\beta_{\text{пер}}$	0,01	0,015	0,02
$\eta_{\text{дрк}}$	0,9615	0,9709	0,9804
$\gamma_{\text{ГДП}}$	0,01	0,02 (0,015)	0,03 (0,02)
$\bar{\eta}_{\text{ГД}}$	0,9315 (0,9415)	0,9509 (0,9559)	0,9704
$\eta_{\text{мех}}$	0,97	0,975	0,98
$\bar{\eta}_{\text{ГД}} \eta_{\text{мех}}$	0,9036 (0,9175)	0,9271 (0,9320)	0,9510

После анализа данных табл. 2, для газодинамического КПД рекомендуем учитывать следующие значения: максимальное – 0,97, минимальное – 0,94, среднее – 0,953.

Совершенствование конструкции ЦБН должно уменьшать значения $\beta_{\text{пер}}$ и $\gamma_{\text{ГДП}}$, что увеличит значения газодинамического КПД приблизительно на 0,005...0,01.

Значения $\eta_{\text{пол}}$ меньше $\bar{\eta}_{\text{ГД}}$, $\eta_{\text{мех}}$ и лежат в пределах 0,62...0,87 [1].

Для оценки значений $\phi_{\text{ГД}}$ определим пределы изменения Δp . Для этого преобразуем уравнения для $\ell_{\text{вн}}$ (формула (9)) и $\hat{\ell}_{\text{вн}}$ (формула (19)):

$$\ell_{\text{вн}} = \frac{1}{\eta_{\text{дрк}}} \left(\frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}} + \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ср}}} \right) = \frac{1}{\eta_{\text{дрк}}} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}} + \frac{1}{\eta_{\text{дрк}}} \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ср}}};$$

$$\hat{\ell}_{\text{вн}} = \left(\frac{1}{\eta_{\text{дрк}}} + \beta_{\text{ГДП}} \right) \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}} = \frac{1}{\eta_{\text{дрк}}} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}} + \beta_{\text{ГДП}} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}},$$

приравняем $\ell_{\text{вн}} = \hat{\ell}_{\text{вн}}$ и выразим Δp :

$$\frac{1}{\eta_{\text{дрк}}} \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ср}}} = \beta_{\text{ГДП}} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}};$$

$$\Delta p = \eta_{\text{дрк}} \beta_{\text{ГДП}} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}} \rho_{\text{ср}}. \quad (23)$$

Оценим максимальные значения Δp по формуле (23). Примем, что $\beta_{\text{ГДП}} = 0,03$ и $\beta_{\text{трд}} = \beta_{\text{пер}} = 0,01$:

$$\Delta p = \frac{0,03}{1 + 0,01 + 0,01} \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}} \rho_{\text{ср}} \approx 0,03 \frac{\ell_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}} \rho_{\text{ср}}$$

и из практических расчетов для ЦБН с 5–7 ступенями получим значения порядка 0,3...1,3 бар (10^5 Па).

На ступени $\Delta p = 0,04...0,22$ бар. Более точно значение Δp ступени и всего ЦБН необходимо определять с учетом расхода и вязкости перекачиваемого газа, геометрических и физических характеристик проточных частей ЦБН.

С учетом практических расчетов $\ell_{\text{пол}}$ и $\rho_{\text{ср}}$ шестиступенчатых ЦБН для максимальной величины $\phi_{\text{ГД}}$ (формула (15)) получено значение 0,1, а для минимальной – 0,01. Значения $\phi_{\text{ГД}}$ необходимы для метода 1 (табл. 1). Методы 2 и 3 (табл. 1) учитывают не Δp и $\rho_{\text{ср}}$, а величины $\gamma_{\text{ГДП}}$ и $\beta_{\text{ГДП}}$, которые задаются из статистических данных.

Определив максимальные и минимальные значения безразмерных параметров (значения с двумя знаками после запятой в табл. 3), получены максимальные и минимальные значения внутреннего КПД ЦБН и КПД ЦБН (значения с четырьмя знаками после запятой в табл. 3). Для сравнения величин КПД ЦБН в табл. 3 приведены значения внутреннего КПД и КПД ЦБН при $\beta_{\text{трд}} = \beta_{\text{пер}} = \phi_{\text{ГД}} = \gamma_{\text{ГДП}} = 0$.

Наиболее точными в табл. 3 являются значения метода 2 ($\bar{\eta}_{\text{вн}}$, $\bar{\eta}_{\text{цбн}}$), т. к. по нему имеются статистические значения величины $\gamma_{\text{ГДП}}$. В методе 3 ($\hat{\eta}_{\text{вн}}$, $\hat{\eta}_{\text{цбн}}$) принято, что $\beta_{\text{ГДП}} \approx \gamma_{\text{ГДП}}$, а в методе 1 ($\eta_{\text{вн}}$, $\eta_{\text{цбн}}$) значения Δp и $\rho_{\text{ср}}$ необходимо рассчитывать для конкретного ЦБН при известном режиме работы ЦБН.

Из табл. 3 видно, что КПД ЦБН может изменяться в больших пределах: 0,562...0,828. Это

означає, що корисна робота (потужність) ЦБН може становити від 56 до 83 відсотків ($\ell_{\text{пол}} = 0,56 \dots 0,83 \ell_{\text{пр}}$) від роботи привода ЦБН.

Відповідно втрати енергії (потужності), передаваної від привода до ЦБН можуть бути від 17 до 44 відсотків ($0,17 \dots 0,44 \ell_{\text{пр}}$).

Таблиця 3 – Максимальні та мінімальні значення параметрів ЦБН

Парам.	$\beta_{\text{трд}}$	$\beta_{\text{пер}}$	$\eta_{\text{дрк}}$	$\gamma_{\text{гдп}}$	$\beta_{\text{гдп}}$	$\Phi_{\text{гд}}$	$\eta_{\text{пол}}$	$\eta_{\text{вн}}$	$\bar{\eta}_{\text{вн}}$	$\hat{\eta}_{\text{вн}}$	$\eta_{\text{мех}}$	$\eta_{\text{цбн}}$	$\bar{\eta}_{\text{цбн}}$	$\hat{\eta}_{\text{цбн}}$
max	0,02	0,02	0,9804	0,03	0,03	0,1	0,87	0,8456	0,8442	0,8447	0,98	0,8287	0,8273	0,8278
	0	0	1	0	0	0	0,87	0,8700		0,98	0,8526			
min	0,01	0,01	0,9615	0,01	0,01	0,01	0,62	0,5614	0,5776	0,5794	0,97	0,5446	0,5603	0,5620
	0	0	1	0	0	0	0,62	0,6200		0,97	0,6014			

Висновки

Отримано три нових методи визначення КПД ЦБН. Методи відрізняються тим, що запропоновано три нові величини $\eta_{\text{дрк}}$, $\Phi_{\text{гд}}$, $\beta_{\text{гдп}}$, які дозволяють враховувати втрати енергії в ступенях та міжступінчатих каналах ЦБН при визначенні газодинамічного та внутрішнього КПД ЦБН.

По трьох методах запропоновано нові формули для визначення газодинамічного КПД ЦБН.

Показано, що для визначення КПД ЦБН оптимально користуватися методом 2 (табл. 1), по якому є статистичні дані величин динамічних та газодинамічних втрат енергії.

По всіх трьох методах отримано максимальні та мінімальні значення внутрішнього КПД ЦБН та КПД ЦБН.

Пренебреження динамічними та газодинамічними втратами енергії збільшує КПД ЦБН на 3...7%, а значить, розрахункова потужність (енергія) привода ЦБН зменшується на 3...7%.

Список літератури

1. Михайлов А. К., Ворошилов В. П. *Компрессорные машины* : учебник для вузов. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 288 с.
2. Рис В. Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Москва-Ленинград: Машиностроение, 1964. 336 с.
3. Ивановский Н. Н., Криворотко В. Н. *Центробежные нагнетатели природного газа* : учебн. пособие для техн. Москва: Недра, 1994. 176 с.
4. Сапрыкин С. А., Олейник Ю. А., Праско А. В., Матюшевская И. А., Мосин А. С. Политропный коэффициент полезного действия компрессора. *Питання розвитку газової промисловості України*. Харків: УкрНДІгаз, 2015. № 43. С. 164–172.

5. Олейник Ю. А., Сапрыкин С. А., Науменко С. П. Анализ методов определения политропного КПД центробежного нагнетателя. *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПИ», 2018. № 11(1287). С. 67–72. Бібліогр.: 6 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.11.
6. Компрессорні станції. *Контроль теплотехнічних та екологічних характеристик газоперекачувальних агрегатів: СОУ 60.3-30019801-011:2004*. [Дійсний з 22.12.2004]. Київ: ДК «Укртрансгаз», 2004. 117 с.
7. Сапрыкин С. О., Олейник Ю. А. Спосіб визначення коефіцієнта корисної дії компрессора. *Патент України на корисну модель № 100320. № u201413889*; Заяв. 25.12.2014; Опубл. 27.07.2015; Бюл. № 14. 6 с.

References (transliterated)

1. Mikhaylov A. K. (1989), *Compressor cars* : the textbook for higher education institutions, Energoatomizdat, Moscow, 288 p.
2. Rice V.F. (1964), *Centrifugal compressor cars*, Mechanical engineering, Moscow-Leningrad, 336 p.
3. Ivanovsky N. N., Krivorotko V. N. (1994), *Centrifugal superchargers of natural gas* : manual for technical schools, Subsoil, Moscow, 176 p.
4. Saprykin S. A., Oleynik Yu. A., Prasko A. V., Matyushevskaya I. A., Mosin A. S. (2015), "Polytropic coefficient of useful effect of the compressor", *Issues of gas industry development in Ukraine*, no 43, PP. 164–172.
5. Oleynik Yu., Saprykin S., Naumenko S. (2018), „Analyzing the Methods of Computation of the Polytropic Coefficient of Efficiency of the Centrifugal Supercharger”, *Bulletin NTU "HPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*. Kharkiv: NTU "HPI", no. 11(1287), PP. 67–72, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.11.
6. (2004), *Compressor stations. Control of heat technical and ecological characteristics of gas-distributing units: SOU 60.3-30019801-011:2004*, DK "Ukrtransgaz", Kiev, 117 p.
7. Saprykin S. O., Oleynik Yu. A. (2015), "Method for determining the efficiency of the compressor". *Patent of Ukraine for utility model no. 100320, no. u201413889*; Denunciations. 25.12.2014; Published. 27.07.2015; Bulletin No. 14. 6 p.

Поступила (received) 15.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Олейник Юрій Анатолійович (Олейник Юрий Анатольевич, Oleynik Yuriy Anatolyevich) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, член-кореспондент Інженерної академії України, старший науковий співробітник відділу компрессорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, Харків, Україна; e-mail: 12nauka12@gmail.com.

Сапрыкин Сергій Олександрович (Сапрыкин Сергей Алексеевич, Saprykin Sergey Alekseyevich) – кандидат технічних наук, академік Нафтогазової академії, академік-секретар секції «Нафтогазові технології» Інженерної академії України.

Науменко Світлана Петрівна (Науменко Светлана Петровна, Naumenko Svetlana) – старший викладач кафедри турбінобудування; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2825-8199>.

А. В. ТРЕТЬЯК, А. Е. КОВРИГА, М. В. РЕПЕТЕНКО, Р. Р. НУРМЕТОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОГЕНЕРАТОРА ЗОНТИЧНОГО ТИПА МЕТОДАМИ САЕ

В представленной работе рассмотрено исследование теплового состояния гидрогенератора зонтичного типа мощностью 60 МВт. Показана возможность определения граничных условий 3 рода, необходимых для определения термонапряженного состояния деталей и узлов гидрогенераторов, возникающих в их конструктивных и "активных частях". Критерием сходимости предложенного метода стало определение минимально допустимых потерь на вентиляцию при обеспечении требуемого расхода охлаждающего воздуха, необходимого для охлаждения машины. При этом сохраняется равномерность температурных полей "активных частей" генератора. Особенностью конструкции системы вентиляции стали специально спрофилированные нагнетательные элементы в виде пластин, закрепленные на ободе ротора.

Ключевые слова: гидрогенератор, граничные условия, система вентиляции, условие симметрии.

О. В. ТРЕТЯК, А. Є. КОВРИГА, М. В. РЕПЕТЕНКО, Р. Р. НУРМЕТОВ

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ГІДРОГЕНЕРАТОРА ЗОНТИЧНОГО ТИПУ МЕТОДАМИ САЕ

У представленій роботі розглянуто дослідження теплового стану гідрогенератора зонтичного типу потужністю 60 МВт. Показана можливість визначення граничних умов 3 роду, необхідних для визначення термонапруженого стану деталей і вузлів гідрогенераторів, що виникають в їх конструктивних та "активних частинах". Критерієм збіжності запропонованого методу стало визначення мінімально допустимих втрат на вентиляцію при забезпеченні потрібної витрати охолоджуючого повітря, необхідного для охолодження машини. При цьому зберігається рівномірність температурних полів "активних частин" генератора. Особливістю конструкції системи вентиляції стали спеціально спрофільовані нагнітальні елементи у вигляді пластин, що закріплені на ободі ротора.

Ключові слова: гідрогенератор, граничні умови, система вентиляції, умова симетрії.

O. TRETIAK, A. KOVRYGA, M. REPETENKO, R. NURMETOV

THE RESEARCH OF THE THERMAL STATE OF THE UMBRELLA TYPE HYDROGENERATOR BY CAE METHODS

In submitted paper the research of the thermal state of the umbrella type Hydrogenerator rated 60 MW is considered. Heating and ventilation calculation was performed in a three-dimensional formulation using the Solid Works Flow Simulation. The possibility of determining of the boundary conditions of the 3-rd kind necessary for determining of the thermal-stressed state of parts and units of Hydrogenerators emerging in their constructive parts and "active parts" is shown. The criterion for the convergence of the proposed method was to determine the minimum allowable losses to ventilation while ensuring the required cooling air flow rate necessary for the Hydrogenerator cooling. At that, the temperature fields of the "active parts" of the generator are maintained uniform. The design feature of the ventilation system is specially profiled forced elements in the form of plates fastened on the rotor rim. The temperature of the "active parts" did not exceed the limit of acceptable values according to GOST 5615-89 for insulation class F.

Key words: hydrogenerator, boundary conditions, ventilation systems, symmetry condition.

Введение

В связи с ужесточением требований к механической прочности узлов гидрогенераторов и гидрогенераторов-двигателей при их реконструкции с одновременным повышением мощности и увеличением расчетных значений разгонной/угонной частоты вращения, возникла необходимость дополнить существующие методы расчетов касательно механической прочности узлов и тепловых нагрузок современными методами САЕ в трехмерной постановке, обладающими более высокой точностью.

На этапе проектирования основные характеристики электрических машин выбирались с учетом уменьшения масса-габаритных показателей с достижением максимально-возможной экономии материалов, при предельных значениях мощностей гидрогенераторов в заданных геометрических ограничениях, вызванных конструкцией фундамента.

Цель работы

Целью научной работы стало исследование теплового состояния гидрогенератора мощностью 60 МВт зонтичного типа. Основными задачами стали: определение допустимых соотношений напорных возможностей нагнетательных элементов и аэродинамического сопротивления вентиляционного тракта гидрогенератора в зависимости от геометрических размеров, оценка распределения расходов газа через активные и конструктивные элементы генератора и их теплового состояния, а также нахождение потерь мощности на вентиляцию и трение вращающихся частей о воздух с возможностью выбора граничных условий в задачах термоупругости.

Граничные условия

В основе определения термонапряженного состояния деталей и узлов крупных электрических

© А. В. Третьяк, А. Е. Коврига, М. В. Репетенко, Р. Р. Нурметов, 2019

машин лежит нахождение действующих температур, возникающих в "активных частях" гидрогенераторов. При этом согласно требований ГОСТ 533-2000 "Турбогенераторы" и ГОСТ 5616-1989 "гидрогенераторы" решение вышеуказанных задач предъявляется для установившегося режима.

Согласно работ [1–3] граничные условия в задачах термоупругости могут быть четырех типов.

Для решения тепловой задачи в трехмерной постановке используются граничные условия III-го рода. Здесь задаются температура охлаждающего воздуха t_b и закон теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Граничное условие третьего рода характеризует закон теплообмена между ними в процессе охлаждения и нагревания тела [4]. Для описания процесса теплообмена между поверхностью тела и средой используется закон Ньютона-Рихмана. Согласно этому закону количество теплоты, отдаваемое единицей поверхности тела в единицу времени, пропорционально разности температур поверхности тела t_c и охлаждающего воздуха t_b ($t_c > t_b$):

$$q = \alpha(t_c - t_b),$$

где α – коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплоотдачи, Вт/(м²·К).

По закону сохранения энергии количество теплоты, которое отводится с единицы поверхности в единицу времени вследствие теплоотдачи должно равняться теплоте, подводимой к единице поверхности в единицу времени вследствие теплопроводности из внутренних объемов тела, т.е.

$$\alpha(t_c - t_b) = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_c,$$

где n – нормаль к поверхности тела; индекс "с" указывает на то, что температура и градиент относятся к поверхности тела (при $n = 0$).

Окончательно граничное условие третьего рода можно записать в виде:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_c = -\frac{\alpha}{\lambda}(t_c - t_b).$$

Данное уравнение по существу является частным выражением закона сохранения энергии для поверхности тела.

Для выполнения условия однозначности граничные условия III-го рода необходимо дополнить значениями коэффициента теплоотдачи α , полученными методами САЕ.

Уравнения Навье-Стокса и модель турбулентности

Тепловое состояние сложных электрических машин возможно восстановить с помощью пакета *Solid Works Flow Simulation* в трехмерной постановке.

Здесь движение и теплообмен рассматриваемой текучей среды моделируется с помощью уравнений движения Навье-Стокса в нестационарной постановке:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + U_x \frac{\partial \vec{U}}{\partial x} + U_y \frac{\partial \vec{U}}{\partial y} + U_z \frac{\partial \vec{U}}{\partial z} = \\ = \nu \Delta \vec{U} - \frac{1}{\rho} \text{grad} P + \vec{F}, \end{aligned}$$

где \vec{U} – поле скоростей;

t – время;

ρ – плотность среды;

ν – кинематическая вязкость;

P – давление;

\vec{F} – сила.

Для моделирования турбулентных течений, которые наиболее часто встречаются в инженерных задачах, данные уравнения осредняются по Рейнольдсу. В результате уравнения получают дополнительные члены – напряжения по Рейнольдсу [5]. Тогда для замыкания всей системы уравнений сохранения массы, импульса и энергии нестационарного пространственного течения используются уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и ее диссипации в рамках k - ϵ модели турбулентности.

Программный комплекс *Solid Works Flow Simulation* позволяет выполнять численное моделирование внутренних и внешних обтеканий жидкостями или газами с достаточной точностью.

Решение задач термоупругости в трехмерной постановке

Система вентиляции всей конструкции гидрогенератора мощностью 60 МВт зонтичного типа может занимать большой объем (более 50 м³) при наличии в ней маленьких (до 5 мм) и крупногабаритных (до 5 м) деталей. Совокупность представленных факторов приводит к необходимости упрощения решения поставленной задачи.

Определение требуемых мощностей нагнетательного элемента системы вентиляции осуществляется по следующей формуле:

$$P = \frac{HQ}{1000\eta}.$$

Критерием сходимости расчета являются минимальные потери на вентиляцию при обеспечении потребного для охлаждения машины расхода охлаждающей среды и степень равномерности температурных полей «активных частей» генератора.

К основным особенностям работы следует отнести то, что циклические элементы ротора являются нагнетателем, для которого также должны быть определены температуры.

Существенным плюсом является возможность применения условий симметрии для ¼ кон-

струкции. При этом циклическим является расположение всех элементов, включая воздухоохладители.

В исследуемой задаче система охлаждения гидрогенератора – нагнетательная, воздушно-водяная с замкнутым циклом циркуляции воздуха через «активные» и конструктивные части машины. Нагнетание осуществляется ротором, в обод которого выполнены радиальные вентиляционные каналы.

Вход воздуха в окна звезды ротора и в верхний вентилятор осуществляется сверху из верхнего воздуховода, из нижнего воздуховода воздух подается в окна звезды и нижний вентилятор. Из звезды ротора под действием избыточного давления, создаваемого ротором, воздух проходит по каналам в обод ротора, в междуполюсном пространстве, в воздушном зазоре, по вентканалам в сердечнике статора и собирается в камерах корпуса статора. После вентиляторов воздух направляется через камеры лобовых соединений и каналы нажимных гребенок, через щель между «активной» сталью статора и корпусом, а также отверстия во внутренних полках корпуса и попадает в камеры корпуса статора, где он соединяется с воздухом, прошедшим «активную» сталь статора и направляется в 12 воздухоохладителей, расположенных по периметру корпуса генератора, в которых происходит отбор тепла, преобразованного из потерь электромагнитной и механической энергии. После воздухоохладителей воздух подается по верхнему и нижнему воздуховодам на вход в звезду ротора и вентиляторы. Во избежание значительных перетеканий воздуха по зазорам между неподвижными и вращающимися частями гидрогенератора предусматривается установка воздухо-разделительных щитов.

Охлаждающей средой гидрогенератора служит воздух при нормальном атмосферном давлении и температурой $T_{\text{возд}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для обеспечения работы системы вентиляции на обод ротора спроектированы направляющие каналы (лопатки) (см. рис. 1).

Аналитический расчет нагнетателей выполнен по заводской методике, использующие основные уравнения газовой механики. Результаты расчета в виде напорных характеристик вентилятора и системы приведены на рис. 2.

Рабочие характеристики вентилятора сведены в таблицу 1.

Для пространственного моделирования течения охлаждающего воздуха в гидрогенераторе мощностью 60 МВт зонтичного типа в программном комплексе *SolidWorks* была построена его трехмерная модель (см. рис. 3), учитывающая геометрические особенности стержней обмотки статора и конструкции вентиляционных каналов статора и ротора.

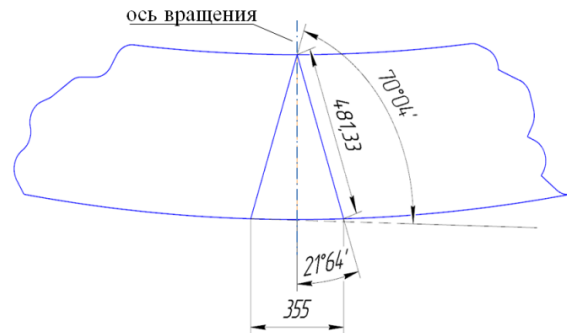


Рис. 1 – Эскиз профиля лопатки

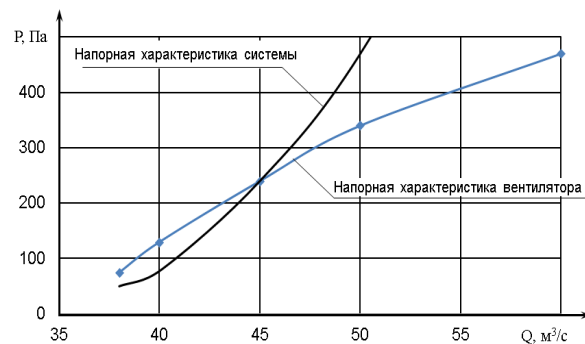


Рис. 2 – Напорные характеристики вентилятора и системы

Таблица 1 – Рабочие характеристики вентилятора

Q , м ³ /с	38	40	45	50	60
P , Па	75	130	240	340	470
η , %	0,5	0,54	0,67	0,7	0,75
N , кВт	63,2	65,6	73,6	81,6	96,8

Таблица 2 – Сравнение результатов расчета

Метод	P , Па	Q , м ³ /с	N , кВт
Аналитический	240	45	73
<i>SolidWorks Flow Simulation</i>	240	45	75

Исходными данными для расчета служат: номинальная частота вращения – $n = 62,5$ об/мин; температура – $T_{\text{газ}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$; начальное давление в системе – $P_{\text{атм}} = 101325$ Па; гидравлическое сопротивление воздухоохладителей – 250 Па.

Результаты вентиляционных расчетов в виде распределений давлений и скоростей охлаждающего воздуха по каналам ротора и статора приведены на рис. 4–7.

Сопоставление результатов расчетов, выполненных аналитическим путем и с помощью *SolidWorks Flow Simulation*, представлено в табл. 2.

Проведенные расчеты показали, что расход воздуха составляет 45 м³/с при статическом давлении 240 Па.

Температура «активных частей» не превысила предела допустимых значений по ГОСТ 5615-89 для класса изоляции F , согласно электромагнитного расчета, при температуре воздуха $T_{\text{возд}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$. (см. табл. 3).

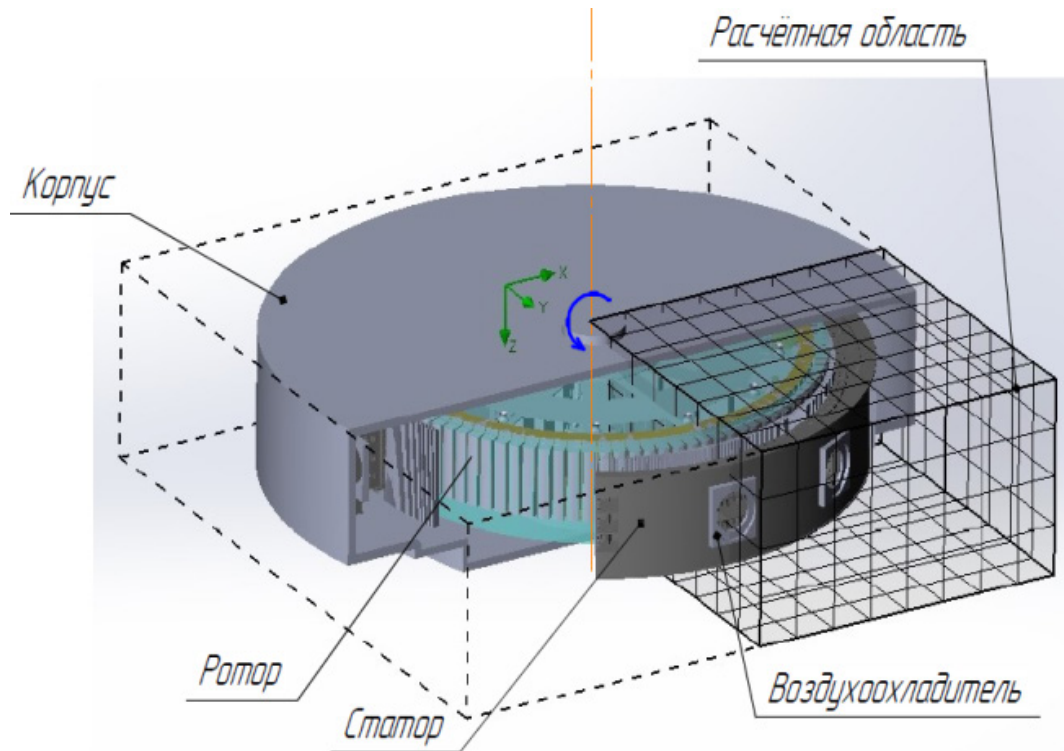


Рис. 3 – Расчетная трехмерная модель гидрогенератора

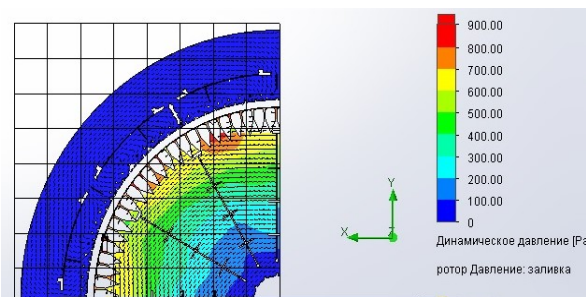


Рис. 4 – Распределение динамического давления по каналам ротора

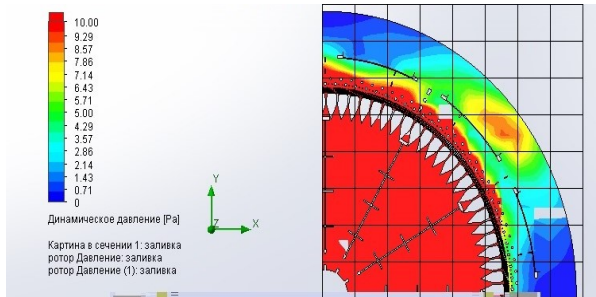


Рис. 5 – Распределение динамического давления по каналам статора

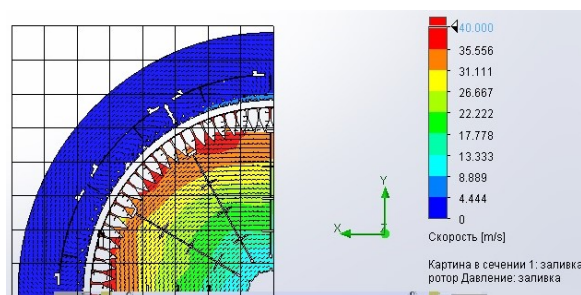


Рис. 6 – Распределение скорости по каналам ротора

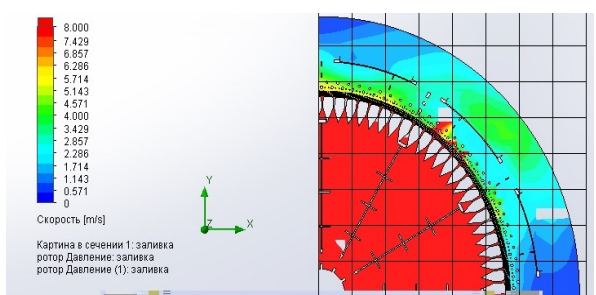


Рис. 7 – Распределение скорости по каналам статора

Верификация общей модели вентиляции проводилась путем сравнения мощностей, потребляемых напорными элементами на валу гидрогенератора, полученных методом САЕ с аналитическими методами. Расчетная погрешность составила

2,67 % относительно потребляемой мощности на вентиляцию гидрогенератора зонтичного типа на роторе гидроагрегата.

Таблица 3 – Результаты вентиляционного расчета

Параметры	Величина
Максимальная температура полюсов ротора, °С	70
Максимальная температура обмотки ротора, °С	96
Максимальная температура обмотки статора (лобовая часть н.), °С	74
Максимальная температура обмотки статора (пазовая часть), °С	77
Максимальная температура обмотки статора (лобовая часть в.), °С	80
Средняя температура обмотки статора, °С	76
Максимальная температура стали статора (зубец), °С	80
Максимальная температура стали статора (спинка), °С	72
Максимальная температура нажимных гребенок (верх), °С	95
Максимальная температура нажимных гребенок (низ), °С	100

Выводы

В трехмерной постановке выполнен тепло-вентиляционный расчет гидрогенератора мощностью 60 МВт зонтичного типа. Система вентиляции обеспечивает нормальную работу электрической машины для продолжительного режима работы.

Проведенные расчеты показали, что расход воздуха составляет 45 м³/с при статическом давлении 240 Па. Потери на вентиляцию составили 100 кВт.

Полученные результаты подтвердили, что температура «активных частей» не превысила

предела допустимых значений по ГОСТ 5615-89 для класса изоляции F. Впервые, для исследования теплового состояния гидрогенератора использовались граничные условия третьего рода, полученные методом расчета САЕ для всех узлов гидрогенератора.

Список литературы

1. Филиппов И. Ф. *Вопросы охлаждения электрических машин*. Москва: Госэнергоиздат, 1964. 334 с.
2. Готтер Г. *Нагревание и охлаждение электрических машин*. Москва: Госэнергоиздат, 1961. 480 с.
3. Борисенко А. И., Костиков О. Н., Яковлев А. И. *Охлаждение промышленных электрических машин*. Москва: Энергоатомиздат, 1983. 296 с.
4. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. *Теплопередача*. Москва: Энергоиздат, 1981. 415 с.
5. Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В., Харитонович А. И., Пономарев Н. Б. *SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике*. СПб: БХВ-Петербург, 2005. 800 с.

References (transliterated)

1. Filippov I. F. (1964), *Voprosy okhlazhdeniya elektricheskikh mashin* [Questions Cooling of Electric Machines], Gosjenergoizdat [Gosenergoizdat], Moscow, Russian.
2. Gotter G. (1961), *Nagrevanie i okhlazhdeniye elektricheskikh mashin* [Heating and Cooling of Electric Machines], Gosjenergoizdat [Gosenergoizdat], Moscow, Russian.
3. Borisenko, A. I., Kostikov, O. N. and Yakovlev, A. I. (1983), *Okhlazhdeniye promyshlennykh elektricheskikh mashin* [Cooling of Industrial Electric Machines], Jenergoatomizdat [Energoatomizdat], Moscow, Russian.
4. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. (1981), *Teploperedacha* [Heat transfer], Jenergoizdat [Energoizdat], Moscow, Russian.
5. Aljamovskij A. A., Sobachkin A. A., Odincov E. V., Haritonovich A. I., Ponomarev N. B. (2005), *SolidWorks. Komp'juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike* [SolidWorks. Computer modeling in engineering practice], BHV-Peterburg [BHW-Peterburg], SPb, Russian.

Поступила (received) 21.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Третяк Олексій Володимирович (Третяк Алексей Владимирович, Tretiak Oleksii) – кандидат технічних наук, заступник начальника відділу, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»; старший викладач, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського, «ХАІ», м. Харків, Україна; e-mail: alex3tretjak@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4945-5500>.

Коврига Антон Євгенійович (Коврига Антон Евгеньевич, Kovryga Anton) – начальник відділу розрахунково-теоретичних досліджень турбогенераторів і гідроенераторів, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»; м. Харків, Україна; e-mail: a.kovryga@i.ua.

Репетенко Михайло Володимирович (Репетенко Михаил Владимирович, Repetenko Myhaylo) – кандидат технічних наук, доцент, доцент, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського, «ХАІ», м. Харків, Україна; e-mail: d15hnumg@i.ua.

Нурметов Роман Русланович (Нурметов Роман Русланович, Nurmetov Roman) – студент, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського, «ХАІ», інженер-конструктор відділу механічних розрахунків, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»; м. Харків, Україна; e-mail: romntov@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7687-5442>.

Б. Ф. ЗАЙЦЕВ, Н. Н. ГРИШИН, Т. В. ПРОТАСОВА, В. В. ДМИТРИК, А. П. УСАТЫЙ

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОГО И ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЙ РОТОРА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ НАЛИЧИИ ДЕФЕКТА

Рассматриваются колебания двухопорного весомого ротора паровой турбины с приобретенным дефектом в виде поперечной трещины в поле температур от рабочей среды. Используется трехмерная модель колебаний ротора с поперечной дышащей трещиной. Переменное двумерное температурное поле определяется из решения нестационарной задачи теплопроводности. Выполнена оценка напряженного состояния, коэффициентов интенсивности напряжений вдоль фронта трещины и условий контакта берегов трещины в различных фазах вращения ротора. Исследовано вибрационное состояние ротора при различных частотах вращения в отсутствие и при наличии температурного поля.

Ключевые слова: ротор, трещина, контакт берегов, колебания, температура, напряжения, коэффициент интенсивности напряжений.

Б. П. ЗАЙЦЕВ, М. М. ГРИШИН, Т. В. ПРОТАСОВА, В. В. ДМИТРИК, О. П. УСАТЫЙ
ОЦІНКА НАПРУЖЕНОГО ТА ВІБРАЦІЙНОГО СТАНІВ РОТОРА ПАРОВОЇ ТУРБИНИ ЗА НАЯВНОСТІ ДЕФЕКТУ

Розглядаються коливання двоопорного вагомого ротора парової турбіни, що набув дефект у вигляді поперечної тріщини, в полі температур від робочого середовища. Використовується тривимірна модель коливань ротора з поперечною дышащою тріщиною. Змінне двовимірне температурне поле визначається із розв'язання нестационарної задачі теплопроводности. Виконана оцінка напруженого стану, коефіцієнтів інтенсивності напружень вздовж фронту тріщини та умов контакту в різних фазах обертання ротору. Досліджено вібраційний стан ротора при різних частотах обертання у відсутності та при наявності температурного поля.

Ключові слова: ротор, тріщина, контакт берегів, коливання, температура, напруження, коефіцієнт інтенсивності напружень

B. ZAYTSEV, M. HRYSHYN, T. PROTASOVA, V. DMYTRYK, O. USATYY
EVALUATING THE STRESS AND VIBRATION CONDITIONS OF THE ROTOR OF STEAM TURBINE WITH THE DEFECT

Consideration was given to the vibrations of the two-bearing weighty rotor of the steam turbine with the acquired defect in the form of cross crack caused by the working fluid temperature field. Rotor vibration equations were derived during the three-D simulation using the method of finite elements taking thus into consideration the temperature field in the form of additional volume forces. The equations are supplemented by a special mass matrix whose introduction allows us to take into consideration a change in centrifugal forces in a linear statement caused by the offsets and retain their radial directionality. The alternating two-dimensional temperature field is defined by the solution of the nonstationary problem of heat conductivity. The stressed state, the coefficients of stress intensity along the crack front and the crack edge contact conditions were defined for different rotor rotation phases. The stress intensity coefficient values calculated using asymptotic formulas for the rotor with the 50 % cross-section crack depth are much lower than critical and present no danger for the quasistatic state. However, these values can increase significantly in the case of the resonance state. The rotor vibration state was studied for different rotation frequencies in the presence and absence of temperature field. A maximum effect of the influence of nonstationary temperature field in the rotor with the cross crack on its vibrations is manifested at a maximum radial temperature difference. The temperature field reduces considerably maximum inflection values and peak-to-peak values. The superresonance 2/1 that occurred in the rotor in the absence of temperature field disappears and the vibrations approach a monoharmonic type and it is explained by the constancy of the contact area of crack edges during the rotor rotation.

Key words: the rotor, the crack, the contact of the edges, vibrations, temperature, stresses, and the stress intensity coefficient.

Введение

Анализ вибрационного состояния роторов с трещинами актуален при решении задач диагностики турбоагрегатов. В большинстве работ, посвященных этой тематике (например, [1–8]), применяются стержневые модели, в которых по-разному учитывается изменение состояния и влияния трещины на податливость системы при повороте, связанных с ее «дыханием». В [2–6] изменение податливости системы с трещиной определяется на основе использования энергетических соотношений механики трещин. В [1, 3] ее «дыхание» задается как мгновенный переход из открытого состояния в закрытое в зависимости от углового положения системы. В [4–6, 7] переменная податливость определяется в зависимости от угло-

вого положения с введением линии закрытия трещины, исходя из кинематических [1, 4, 5, 8] или статических [1, 6] представлений.

Условность моделирования процесса «дыхания» и применение стержневых моделей не позволяет в ряде случаев адекватно отобразить особенности рассматриваемых процессов (наличие трещины в местах резкого изменения формы деталей; наклонные, продольные и криволинейные трещины). Представляется, что процессы сближения–расхождения берегов трещины и изменения податливости системы с ними более адекватно могут быть описаны при решении контактной задачи на основе использования трехмерных моделей.

Роторы турбомашин подвержены действию не только веса или центробежных сил, но также внутренних самоуравновешенных сил, обуслов-

© Б. Ф. Зайцев, Н. Н. Гришин, Т. В. Протасова, В. В. Дмитрик, А. П. Усатый, 2019

ленных, прежде всего, неравномерным температурным полем, технологическими факторами, которые сопровождали изготовление конструкции (ковка, сварка, закалка и т.д.). Следствием влияния эксплуатационных и технологических факторов являются начальные напряжения, а также деформации (искривления), которые вместе с напряжениями от активных сил влияют на результирующее напряженно-деформированное состояние. При этом, если в конструкции имеется трещина, то ее проявление существенно зависит от результирующего поля напряжений. Начальные напряжения определяются стационарными факторами, а напряжения от сил, вызывающих колебания, переменными.

Т.о., имеет место комбинация полей НДС – стационарных и нестационарных. Если трещина расположена в части конструкции, где начальные напряжения сжимающие, то она может не проявляться при деформациях, вызванных колебаниями.

На качественном уровне влияние начальных, прежде всего температурных напряжений, на колебания ротора с трещиной известно, однако количественная оценка их влияния отсутствует. Это объясняется значительными математическими сложностями решения задачи о колебаниях ротора с «дышащей» трещиной при наличии произвольного температурного поля, которое возможно только в трехмерной постановке.

В данной работе описываются методика расчета колебаний ротора по трехмерной модели с трещиной произвольного вида, «дыхание» которой определяется контактированием и раскрытием ее берегов с использованием условий нормального отрыва, и рассмотрен пример реального ротора с температурным полем, имеющим максимальный радиальный перепад и возникающим при наборе турбины номинальной мощности.

Цель работы

Цель работы – анализ особенностей вибрационного и напряженного состояний ротора паровой турбины, имеющего дефект в виде трещины с учетом контакта ее берегов.

Метод расчетного исследования

Составляющими методики являются построение конечноэлементной (КЭ) модели тела с трещиной, учет контактирования («дыхания») ее берегов, построение уравнений колебаний вращающегося тела (ротора) с учетом температурного поля и алгоритмов решения нелинейной начально-краевой задачи.

Способ построения КЭ-модели тела с трещиной состоит в разрыве связей между узлами ее КЭ-сетки по поверхности, разделяющей берега трещины, и выполняется согласно [9]. Полученная

модифицированная сетка конечных элементов содержит разделяющую поверхность, имеющую не связанные между собой двойные узлы, представляющие берега трещины. Применение схемы введения разрезов [9] для учета трещины приводит к изменению основных характеристик КЭ-модели – матриц жесткости $[K]$ и масс $[M]$. Это позволяет моделировать трещины со сложной поверхностью, например состоящей из состыкованных или пересекающихся плоскостей различных направлений, и не накладывает ограничения на количество вводимых трещин. Берега трещины при колебаниях тела могут входить в односторонний контакт, когда отрыв возможен, а взаимное проникновение берегов отсутствует.

В рассматриваемой постановке контактирование берегов задается по нормали к поверхности трещины. При этом допускается проскальзывание без трения. Условие непроникновения берегов трещины имеет вид

$$\delta_{in} = u_{in}^+ - u_{in}^- \geq 0, \quad (1)$$

где u_{in}^+ , u_{in}^- – перемещения по нормали \bar{n} в i -м двойном узле на положительной (+) и отрицательной (–) поверхностях трещины (рис. 1);

δ_{in} – сближение по нормали в i двойном узле. Знаку равенства в (1) соответствует состояние контакта берегов трещины.

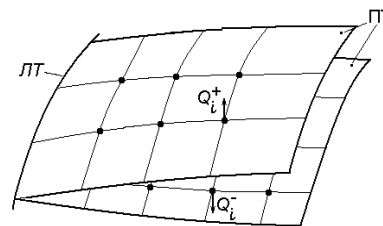


Рис. 1 – Схемы введения диполей в двойных узлах: ПТ – поверхность трещины; ЛТ – линия трещины

Силы, возникающие при контактировании берегов трещины (в зонах раскрытия они отсутствуют), определяются с помощью системы контактных сил $Q_i \{Q_i^+, Q_i^-\}$, приложенных в двойных узлах [10], попарно равных по величине ($Q_i^+ = Q_i^-$) и противоположных по направлению и подлежащих определению, причем $i = 1 \dots m$, где m – число двойных узлов на поверхности трещины. В соответствии с терминологией в теории упругости их можно назвать диполями (рис. 1).

Уравнения движения МКЭ вращающегося тела (ротора) с «дышащей» трещиной представляются в подвижной системе координат, связанной с телом, так

$$[M]\ddot{\mathbf{u}} + ([D] - 2\omega \cdot [M_2])\dot{\mathbf{u}} + ([K] - \omega^2([M_1] - \omega^2[M'_0] - \omega[D_1])\mathbf{u} = \omega^2\mathbf{P} + \mathbf{F}_e + \mathbf{F}_T + \mathbf{Q}\{Q_i\}, \quad (2)$$

где \mathbf{u} – вектор перемещения узлов;

ω – частота вращения;

$\omega^2 \mathbf{P}$ – вектор центробежных сил в недеформированном состоянии;

\mathbf{F}_e – вектор внешней нагрузки;

\mathbf{F}_T – вектор температурных сил;

$\mathbf{Q}\{Q_i\}$ – система диполей, учитывающая переменные поверхностные силы, действующие по берегам трещины;

$[\mathbf{M}_1]$, $[\mathbf{M}_2]$, $[\mathbf{M}'_0]$ состоят из элементов матрицы масс, причем $[\mathbf{M}_1]$ имеет симметричную структуру, $[\mathbf{M}_2]$, $[\mathbf{M}'_0]$ – несимметричную;

$[\mathbf{D}]$, $[\mathbf{D}_1]$ – матрицы демпфирования.

Выражения для температурной нагрузки \mathbf{F}_T , обусловленной температурным полем $T(x, y, z)$, определяются дополнительным слагаемым в функционале Лагранжа-Даламбера для движущейся среды

$$-\int_V \frac{\alpha E}{1-2\nu} \theta T dV, \quad (3)$$

где E , ν – модуль продольной упругости и коэффициент Пуассона;

α – коэффициент линейного расширения;

θ – объемная деформация.

Исходя из выражения (3) и соотношений для перемещений и декартовых координат через функции формы $N_i(\xi, \eta, \zeta)$ локальных координат ξ, η, ζ , можно получить общее выражение для узловых значений температурной нагрузки \mathbf{F}_T на КЭ. В случае постоянных характеристик материала выражения имеют вид

$$F_T = -\frac{\alpha E}{1-2\nu} \int_{KЭ} T(x, y, z) \sum_i \left(u_{xi} \frac{\partial N_i}{\partial x} + u_{yi} \frac{\partial N_i}{\partial y} + u_{zi} \frac{\partial N_i}{\partial z} \right) dV, \quad (4)$$

где u_{xi} , u_{yi} , u_{zi} – узловые значения компонентов вектора перемещений.

Полный вектор температурной нагрузки получается суммированием по всем КЭ модели ротора.

С помощью матрицы $[\mathbf{M}'_0]$ в уравнении (2) учитывается в линейной постановке изменения центробежных сил при смещениях с сохранением их радиальной направленности [11].

Распределение контактных сил – диполей $\mathbf{Q}\{Q_i\}$ изменяется во времени и определяется из решения контактной задачи для берегов трещины до выполнения условий (1).

Определение матриц масс и жесткости (2) тела осуществляется при полностью открытой трещине. Введением системы диполей \mathbf{Q} в правой части уравнений (2) учитывается влияние изменения формы тела при изменении зон контакта, что позволяет при этом не перевычислять матрицы жесткости и масс.

Решение начальной задачи (2) для расчета колебаний выполняется прямым интегрированием по двухслойной неявной конечноразностной схеме

Ньюмарка, являющейся безусловно устойчивой [12]. Конечноразностные соотношения по методу Ньюмарка представляются в виде

$$[\hat{\mathbf{K}}] \mathbf{u}_{t+\Delta t} = \hat{\mathbf{R}}_{t+\Delta t}, \quad (5)$$

где $[\hat{\mathbf{K}}]$ – модифицированная матрица жесткости;

$\mathbf{u}_{t+\Delta t}$ – вектор перемещений для конца шага;

$\hat{\mathbf{R}}_{t+\Delta t}$ – модифицированная правая часть уравнений (2) для момента времени $t + \Delta t$.

Модифицированный вектор правой части может быть представлен в виде

$$\hat{\mathbf{R}}_{t+\Delta t} = \tilde{\mathbf{R}}_{t+\Delta t} + \mathbf{Q}_{t+\Delta t},$$

где $\tilde{\mathbf{R}}_{t+\Delta t}$ соответствует известной части модифицированного вектора правой части;

$\mathbf{Q}_{t+\Delta t}$ – наперед неизвестная часть, но в конце шага должна быть такой, чтобы удовлетворялись условия контакта (1).

Перемещения в конце шага $\mathbf{u}_{t+\Delta t}$ можно представить в виде

$$\mathbf{u}_{t+\Delta t} = \tilde{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} + \bar{\mathbf{u}}_{t+\Delta t},$$

где $\tilde{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}$ – вектор перемещений, соответствующий известной (вычисленной) части выражения (5);

$\bar{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}$ – вектор дополнительных перемещений от контактных сил $\mathbf{Q}_{t+\Delta t}$.

Перемещения $\tilde{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}$ определяются при решении системы (5) с известной правой частью, а перемещения $\bar{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}$ – после нахождения $Q_{t+\Delta t}$ методом итераций до выполнения условий контактирования (1). После определения контактных усилий перемещения $\bar{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}$ могут быть вычислены

$$\bar{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} = [\mathbf{B}]_{\Delta t} \mathbf{Q}_{t+\Delta t},$$

где $[\mathbf{B}]_{\Delta t}$ – матрица коэффициентов влияния размерностью $N \times m$ (N – число переменных в узлах). Элементы строк матрицы $[\mathbf{B}]_{\Delta t}$ вычисляются предварительно и равны динамическим смещениям в теле за промежуток времени Δt от единичных диполей, приложенных поочередно в каждом из двойных узлов.

Расчетная модель и оценка напряженного состояния

Исследования выполнялись для ротора высокого давления паровой турбины (длина 5,055 м, диаметр вала 0,565 м), модель которого, построенная с помощью трехмерных КЭ, представлена на рис. 2а. Виртуальная поперечная трещина задавалась на валу ротора, а для более полного выявления особенностей ее влияния на напряженное и вибрационное состояния ротора размер виртуальной трещины целесообразно выбрать значительным. В расчетах принято, что трещина составляет 50 % площади сечения вала, приведенного на рис. 2б. Расчеты ротора проводились для различных оборотов с рассеянием энергии по гипотезе

вязкого трения, соответствующего логарифмическому декременту колебаний 0,2.

Задача рассматривается во всей полноте, т.е. трехмерное НДС ротора моделируется при колебательном процессе, вызванном весом вращающегося ротора и переменной жесткостью «дышащей» трещины. В месте расположения трещины предусмотрено сгущение КЭ-сетки по координате z . Сечение ротора в месте расположения трещины и его дискретизация со сгущением сетки к линии трещины представлена на рис. 2б. Расчетные исследования выполнялись для случая квазистатического нагружения ($\omega = 1 \text{ с}^{-1}$). Для других частот вращения, включая рабочую, напряженные состояния на качественном уровне одинаковы и могут отличаться лишь количественно, что масштабируется коэффициентом динамичности.

Рассмотрены напряженные состояния, отвечающие моментам времени, при которых поворотная фаза φ ротора составляет $\varphi = 180^\circ$ и $\varphi = 90^\circ$. Первая фаза соответствует положению плоскости трещины снизу, а вторая – вертикальному положению линии трещины. Контактное состояние берегов трещины и расположение областей продольного растяжения-сжатия «живого» сечения при указанных фазах ротора представлены на рис. 3.

Для фазы $\varphi = 180^\circ$ берега трещины не контактируют и трещина полностью раскрыта. Очевидно, что такое состояние соответствует максимальной напряженности в зоне трещины. Возникающий в сечении изгибающий момент воспринимается «живой» его частью в виде полукольца. На рис. 3а также показано расположение нейтральной линии, разграничивающей область сжимающих и растягивающих осевых напряжений σ_z .

В состоянии $\varphi = 90^\circ$ (рис. 3б) имеются области контакта берегов трещины, где осевое напряжение $\sigma_z < 0$, и области раскрытия, где $\sigma_z = 0$. Нужно отметить, что на границе этих областей контактное напряжение $\sigma_z = 0$, т.е. берега трещины имеют плавное смыкание. На этом же рисунке указано положение нейтральной линии.

Характерным (максимальным) напряжением для ротора в окрестности трещины является осевое напряжение σ_z . Распределение напряжения σ_z по линиям $a-a$, $b-b$, $c-c$, указанным на рис. 3, для обоих фазовых состояний ротора представлены на рис. 4.

Распределение σ_z по линиям, перпендикулярным линии трещины ($b-b$, $c-c$) при приближении к ней имеет всплески (концентрацию), отражающие особенность НДС у вершины трещины. При удалении от линии (вершины) трещины напряжение σ_z изменяется плавно и соответствует номинальному распределению. Распределение σ_z вдоль линии трещины (линия $a-a$) показывает, что напря-

жения убывают от внутреннего радиуса к наружному.

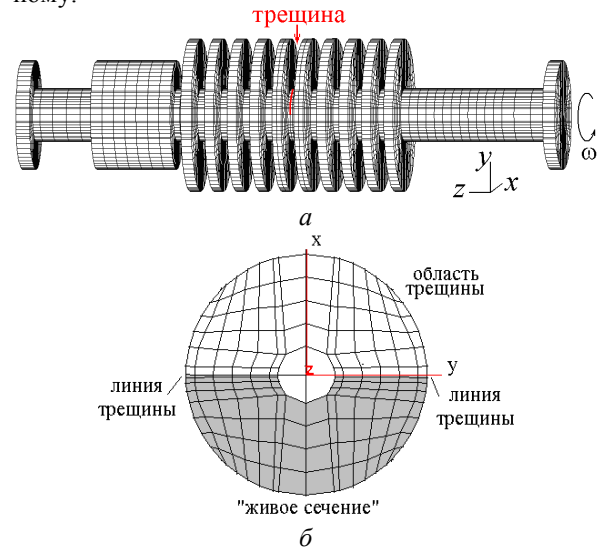


Рис. 2 – Трехмерная расчетная конечноэлементная модель: а – ротора ЦВД паровой турбины; б – сечения с трещиной

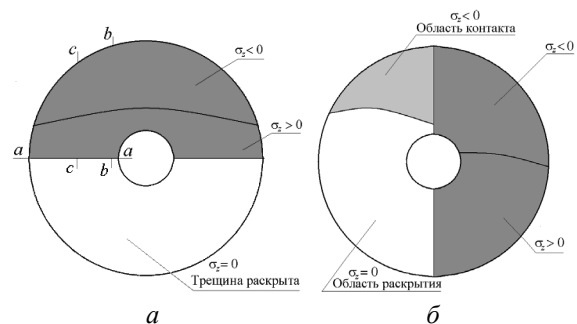


Рис. 3 – Контактное состояние берегов трещины и области растяжения-сжатия в «живом сечении»: а – $\varphi = 180^\circ$; б – $\varphi = 90^\circ$

Для состояния ротора в фазе $\varphi = 90^\circ$ характерным является обратная картина – возрастание осевого напряжения вдоль трещины от внутреннего радиуса к наружному (рис. 4б, линия $a-a$). Распределение же вдоль перпендикулярного направления к линии трещины в целом аналогично предыдущему случаю $\varphi = 180^\circ$.

Для оценки прочностного состояния проведен вычисления коэффициента интенсивности напряжений (КИН), для чего использованы асимптотические формулы распределения НДС в окрестности трещины нормального отрыва в случае плоского деформированного состояния [13].

В рассматриваемом случае поперечной трещины в роторе НДС вдоль ее линии (рис. 4) – оси u близко к состоянию плоской деформации, учитывая толстостенность ротора. Некоторые отклонения от этого состояния имеют место на внутренней (u осевого отверстия) и наружной поверхностях, где НДС приближается к плоскому напряженному состоянию.

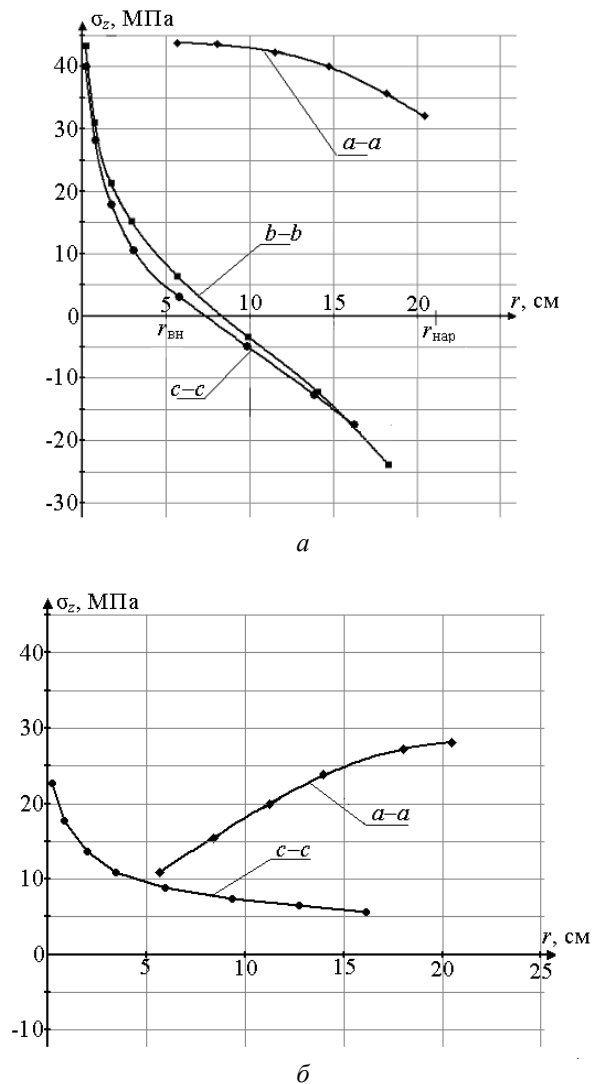


Рис. 4 – Распределение напряжения σ_z по линии трещины и линиям, перпендикулярным к ней:
 $a - \varphi = 180^\circ$; $b - \varphi = 90^\circ$

Трехмерное НДС в окрестности линии трещины в роторе приводит к переменности КИН, однако в плоскостях, нормальных к линии трещины, остаются справедливыми асимптотические приближения, полученные для двумерного случая [13]. При этом с изменением положения нормальной плоскости вдоль линии трещины значения КИН K_I также меняются.

Применено прямое вычисление КИН по асимптотическим формулам [14] с использованием процедуры метода наименьших квадратов с различным числом точек коллокации, причем для этой цели использованы и напряжения, и перемещения.

Полученные значения КИН K_I при полностью открытой трещине ($\varphi = 180^\circ$) изменялись в пределах от $4,0 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ на внешнем радиусе до $6,0 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ на внутреннем, что значительно меньше критических значений. Сравнение с дан-

ными критического КИН для состояния плоской деформации K_{IC} (например, для роторной стали ЭИ-415 при нормальной температуре $T = 20^\circ\text{C}$ $K_{IC} = 30 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, а при $T > 200^\circ\text{C}$ – $K_{IC} = 160 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$) указывает на то, что трещина 50 % в рассматриваемом весомом роторе, при квазистатическом нагружении не опасна. При других частотах вращения ротора, когда возникают резонансные состояния, полученные значения КИН можно скорректировать по коэффициенту динамичности, определяемому как отношение максимальных прогибов при резонансной частоте и квазистатическом нагружении. Это возможно, т.к. формы колебаний ротора на различных частотах вращения аналогичны.

Оценка вибрационного состояния с учетом температурных напряжений

Температурное поле при пуске ротора по мере его прогрева меняется, достигая на установившемся режиме стационарного состояния. Исследования, выполненные при решении задачи термоупругости для различных температурных полей в роторе, показывают, что наибольшее влияние на колебания ротора с поперечной трещиной может быть при максимальных радиальных перепадах температуры, что представляет наибольший интерес.

Нестационарное температурное поле рассчитывалось МКЭ с использованием конечно-разностной схемы интегрирования по времени Крэнка-Николсона [15] матричного уравнения теплопроводности с помощью математического обеспечения [16]. Температурное поле с максимальным перепадом, который составил по валу около 50°C , было достигнуто через 9,5 часов после пуска турбины в момент выхода на максимальную мощность 300 МВт.

Распределение температурного поля в виде изолиний температуры во фрагменте ротора, содержащего трещину, для случая максимального перепада представлено на рис. 5.

Влияние температурных напряжений для рассматриваемого поля значительное, что проявляется в неизменности зоны контактирования берегов поперечной трещины при различных частотах вращения ротора. Такое состояние фиксируется для принятой дискретизации поперечного сечения ротора (21 двойной узел на берегах трещины). Контактывание берегов трещины показано на рис. 6, где зона контакта занимает периферию сечения (более высокая температура осесимметричного поля и температурные напряжения сжатия), а зона отрыва – сердцевину сечения (более низкая температура и температурные напряжения растяжения).



Рис. 5 – Распределения температур во фрагменте ротора с трещиной для T-поля с максимальным радиальным перепадом

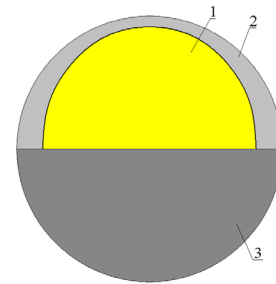


Рис. 6 – Контактное состояние берегов трещины: 1 – зона отрыва; 2 – зона контакта; 3 – целая часть сечения

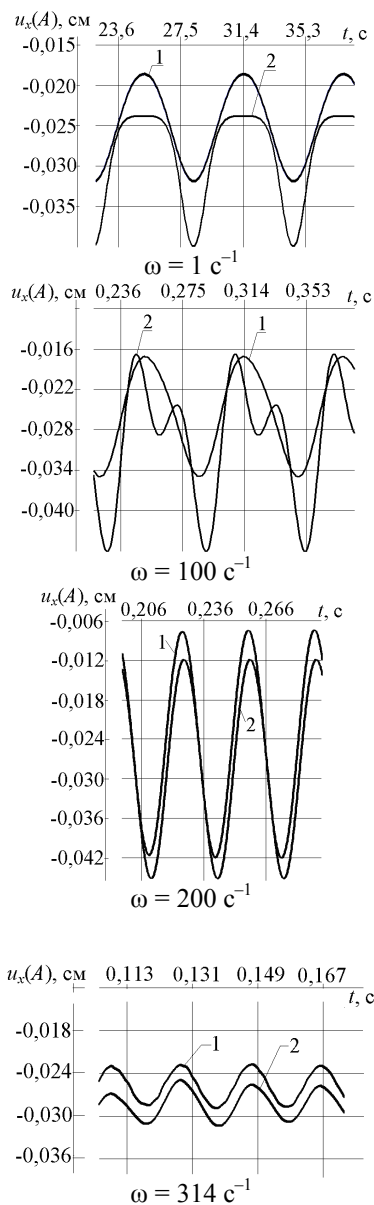


Рис. 7 – Вертикальные колебания ротора при различных частотах вращения: 1 – вес и T-поле; 2 – вес

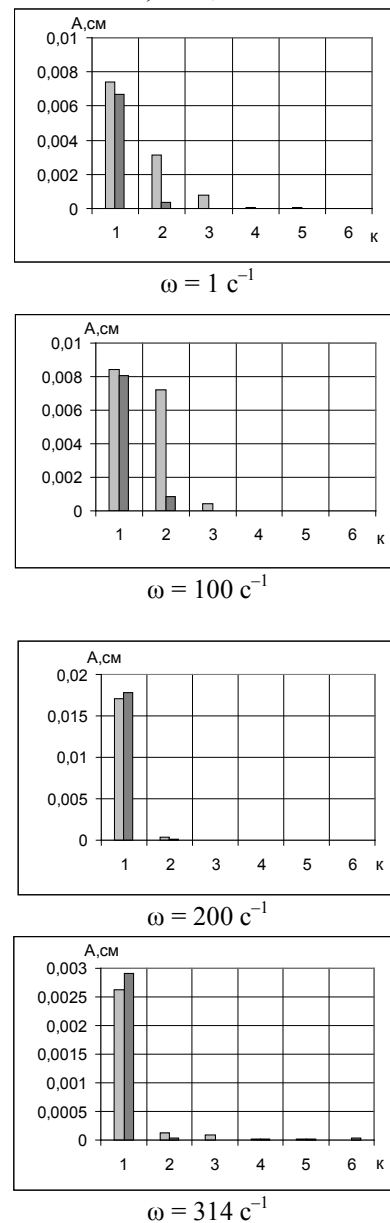


Рис. 8 – Спектральный состав вертикальных перемещений ротора при различных частотах вращения и учете:

■ – веса и T-поля; ■ – только веса

Следует отметить, что при более густой дискретизации можно ожидать некоторого изменения расположения линии, разграничивающей области контакта и отрыва при вращении ротора.

Изменения в характере колебаний ротора (точка оси ротора в сечении с трещиной) под влиянием температурного поля с максимальным радиальным перепадом при различных частотах вращения представлены на рис. 7, где для сравнения приводятся данные расчетов в отсутствии температурного поля (кривые 2). Результаты показывают, что данное температурное поле в целом значительно уменьшает максимальные значения прогибов и размахи колебаний.

При этом вид колебаний приближается к моногармоническим, что объясняется почти постоянной областью контактирования берегов трещины. При постоянной области контакта деформирование почти линейное, но с переменной жесткостью, обусловленной не изменением зон контакта, а положением сечения (аналогично валу двоякой жесткости). При этом добавляется составляющая от прецессии искривленного вследствие температурного поля ротора. Это подтверждается данными спектрального анализа гармонических составляющих вертикального смещения на периоде колебаний $2\pi/\omega$. Результаты гармонического анализа представлены на рис. 8.

При отсутствии температурного поля с изменением частоты вращения спектр гармонических составляющих сильно меняется. По достижении приблизительно половины нижней собственной частоты ($\omega = 100 \text{ с}^{-1}$) наблюдается возрастание второй гармоники, что может квалифицироваться, учитывая нелинейность системы, как суперрезонанс 2/1. В зарезонансной области происходит резкое перераспределение гармонических составляющих, где преобладающей становится первая гармоника.

В области частот вращения, близких к собственным частотам, соответствующим первой форме изгибных колебаний ротора с трещиной ($\omega = 200 \text{ с}^{-1}$), возникает основной резонанс по оборотной составляющей. Далее, с возрастанием частоты до рабочей, амплитуды гармонических составляющих уменьшаются. При наличии температурного поля с радиальным перепадом основной в спектре является первая гармоника и колебания близки к моногармоническим с оборотной частотой.

Выводы

Получены уравнения колебаний ротора при трехмерном моделировании МКЭ, где учтено воздействие температурного поля в виде дополнительных объемных сил. Уравнения дополнены специальной матрицей масс, введение которой позволяет учесть в линейной постановке измене-

ние центробежных сил, вызванных смещениями, и сохранить их радиальную направленность.

На примере ротора высокого давления паровой турбины исследованы контактирование берегов трещины и особенности напряженного состояния в окрестности линии трещины в различных фазах вращения ротора при действии собственного веса. Значения КИН, вычисленные по асимптотическим формулам, для ротора с глубиной трещины 50 % значительно ниже критических и не опасны для квазистатического состояния. При резонансах их значения могут существенно возрастать.

Наибольший эффект влияния нестационарного температурного поля в роторе с поперечной трещиной на его колебания проявляется при максимальном радиальном перепаде температуры. Контактное взаимодействие берегов трещины при отсутствии температурного воздействия переменное, а при его наличии зоны контакта и отрыва берегов трещины и не изменяются с частотой вращения. Температурное поле значительно уменьшает максимальные значения прогибов и размах колебаний. Суперрезонанс 2/1, имевший место в роторе в отсутствии температурного поля, исчезает, а колебания приближаются к моногармоническим, что естественно при почти постоянной области контакта берегов трещины.

Список литературы

1. Шульженко Н. Г., Воробьев Ю. С. *Численный анализ колебаний системы турбоагрегат-фундамент*. Киев: Наукова думка, 1991. 232 с.
2. Matveev V. V., Bovsunovskii A. P. On determination of vibration characteristics of a beam with a closing crack in bending vibrations. *Strength of Materials*. 2000. Vol. 32, Iss. 3. P. 211–224.
3. Kicinski J. Assessment of materials and operational imperfections in rotating machinery. *Key Eng. Materials. Trans. Tech. Publications*, Switzerland. 2005. Vol. 293, 294. P. 391–400.
4. Sekhar A. S. Dey J. K. Effects of cracks on rotor system instability. *Mechanism and Machine Theory*. 2000. Vol. 35. P. 1657–1674.
5. Darpe A. K., Gupta K., Chawla A. Coupled bending, longitudinal and torsional vibrations of a cracked rotor. *Journal of Sound and Vibration*. 2004. Vol. 269. P. 33–60.
6. Pennacchi P., Bachschmid N., Vania A. A model-based identification method of transverse cracks in rotating shafts suitable for industrial machines. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2000. Vol. 20. P. 2112–2147.
7. Shulzhenko N. G., Zaitsev B. Ph., Asaenok A. V., Banaszek S. Simplified models of turbine vibrations with breathing crack in the shaft. *Int. J. Applied Mechanics and Engineering*. 2012. Vol. 17, no. 1. P. 233–247.
8. Shulzhenko N. G., Ovcharova G. B. Effect of break of the elastic axis of a rotor with transverse crack on its vibrational characteristics. *Strength of Materials*. 1997. Vol. 29, Iss. 4. P. 380–385.
9. Асаенко А. В., Зайцев Б. Ф., Шульженко Н. Г. Методика введения разрезов в схеме метода конечных элементов в задачах статики и собственных колебаний трехмерных конструкций. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6, № 3. С. 58–63.
10. Shulzhenko N. G., Zaitsev B. F., Vikman N. E., Asaenok A. V. Vibration analysis of rotor with a "breathing" crack using three-dimensional model. *Strength of Materials*. 2012. Vol. 44, Iss. 6. P. 678–685.

11. Зайцев Б. Ф., Асаенок А. В., Викман Н. Е. Построение матриц масс для учета центробежных сил при колебаниях трехмерного вращающегося тела. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Динаміка та міцність машин. Харків: НТУ «ХПІ», 2009. № 30. С. 52–56. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-9130.
12. Бате К., Вильсон Е. *Численные методы анализа и метод конечных элементов*. Москва: Стройиздат, 1982. 448 с.
13. Черепанов Г. П. *Механика хрупкого разрушения*. Москва: Наука, 1974. 640 с.
14. Морозов Е. М., Никишков Г. П. *Метод конечных элементов в механике разрушения*. Москва: Наука, 1980. 256 с.
15. Эмери А.Ф., Карлсон В. В. Оценка применимости МКЭ при расчетах температуры. *Теплопередача*. 1971. № 2. С. 6–17.
16. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Зайцев Б. Ф. *Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований)*: монография. Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. 370 с.
8. Shulzhenko N. G., Ovcharova G. B. (1997), "Effect of break of the elastic axis of a rotor with transverse crack on its vibrational characteristics", *Strength of Materials*, Vol. 29, Iss. 4, pp. 380–385.
9. Asaenok A. V., Zaytsev B. F., Shulzhenko N. G. (2003), "Metodika vvedeniya razrezov v skheme metoda konechnykh elementov v zadachakh statiki i sobstvennykh kolebaniy trekhmernykh konstruktssii [Methods of introducing cuts in the scheme of the finite element method in problems of static and natural oscillations of three-dimensional structures]", *Problemy mashinostroeniya* [Journal of Mechanical Engineering], Vol. 6, No. 3, pp. 58–63.
10. Shulzhenko N. G., Zaitsev B. F., Vikman N. E., Asaenok A. V. (2012), "Vibration analysis of rotor with a "breathing" crack using three-dimensional model", *Strength of Materials*, Vol. 44, Iss. 6, pp. 678–685.

References (transliterated)

1. Shulzhenko N. G., Vorobyev Yu. S. (1991), *Chislennyy analiz kolebaniy sistemy turboagregat-fundament* [Numerical analysis of oscillations of the turbo unit base system], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
2. Matveev V. V., Bovsunovskii A. P. (2000), "On determination of vibration characteristics of a beam with a closing crack in bending vibrations", *Strength of Materials*, Vol. 32, Iss. 3, pp. 211–224.
3. Kicinski J. (2005), "Assessment of materials and operational imperfections in rotating machinery", *Key Eng. Materials. Trans. Tech. Publications, Switzerland*, Vol. 293, 294, pp. 391–400.
4. Sekhar A. S., Dey J. K. (2000), "Effects of cracks on rotor system instability", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 35, pp. 1657–1674.
5. Darpe A. K., Gupta K., Chawla A. "Coupled bending, longitudinal and torsional vibrations of a cracked rotor", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 269, pp. 33–60.
6. Pennacchi P., Bachschmid N., Vania A. (2000), "A model-based identification method of transverse cracks in rotating shafts suitable for industrial machines", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 20, pp. 2112–2147.
7. Shulzhenko N. G., Zaytsev B. Ph., Asaenok A. V., Banaszek S. (2012), "Simplified models of turbine vibrations with breathing crack in the shaft", *Int. J. Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 17, no. 1, pp. 233–247.
11. Zaytsev B. F., Asaenok A. V., Vikman N. E. (2009), "Postroyeniye matriss mass dlya ucheta tsentrobezhnykh sil pri kolebaniyakh trekhmernogo vraschayushchegosya tela [Creation of mass matrices to account for centrifugal forces during oscillations of a three-dimensional rotating body]", *Vestnik NTU «KHPI». Dinamika i prochnost' mashin* [Bulletin of NTU "KPI". Dynamics and strength of machines], Issue 30, pp. 52–56. ISSN 2078-9130.
12. Bate K., Wilson E. (1982), *Chislennyye metody analiza i metod konechnykh elementov* [Numerical analysis methods and finite element method], Stroyizdat, Moscow, USSR.
13. Cherepanov G. P. (1974), *Mekhanika khrupkogo razrusheniya* [Brittle fracture mechanics], Nauka, Moscow, USSR.
14. Morozov Ye. M., Nikishkov G. P. (1980), *Metod konechnykh elementov v mekhanike razrusheniya* [The finite element method in fracture mechanics], Nauka, Moscow, USSR.
15. Emery A. F., Carlson V. V. (1971), "Otsenka primenimosti MKE pri raschetakh temperatury [Evaluation of the applicability of FEM in the calculation of temperature]", *Teploperedacha* [Heat transfer], No. 2, pp. 6–17.
16. Shulzhenko N. G., Gonarovskiy P. P., Zaytsev B. F. (2011), *Zadachi termoprochnosti, vibrodiagnostiki i resursa energoagregatov (modeli, metody, rezul'taty issledovaniy)*: monografiya [The problems of thermal strength, vibration diagnostics and resource of energy-generating units (models, methods, research results): monograph], LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, Saarbrücken, Germany.

Посмунула (received) 20.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Зайцев Борис Пилипович (Зайцев Борис Филиппович, Zaytsev Borys) – доктор технічних наук, провідний науковий співробітник; Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна, e-mail: b.zaytsev@gmail.com.

Гришин Микола Миколайович (Гришин Николай Николаевич, Hryshyn Mykola) – кандидат технічних наук, перший заступник головного конструктора парових турбін, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Протасова Тетяна Володимирівна (Протасова Татьяна Владимировна, Protasova Tetyana) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник; Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна, e-mail: tatuprotasova@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1489-2081>.

Дмитрик Віталій Володимирович (Дмитрик Виталий Владимирович, Dmytryk Vitaliy) – доктор технічних наук, завідувач кафедри зварювання; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: svarka126@ukr.net.

Усатий Олександр Павлович (Усатый Александр Павлович, Usatyi Oleksandr) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник; завідувач кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: alpaus@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-568-5007>.

Н. Н. ГРИШИН, Б. Ф. ЗАЙЦЕВ, О. К. МОРАЧКОВСКИЙ, Ю. Г. ПАЩЕНКО, А. Г. КАНТОР

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ РОТОРОВ ТУРБОАГРЕГАТА МОЩНОСТЬЮ 1100 МВт

Проведены расчетные исследования критических частот вращения валопровода на податливых опорах в вертикальном и горизонтальном направлениях модернизированного турбоагрегата К-1100-60/1500-2М. Валопровод турбоагрегата составляют сварные роторы турбины, промчасть и ротор генератора. Исследованы вопросы аварийного режима работы роторов при внезапном коротком замыкании в генераторе. Расчеты выполнены с применением программных пакетов, разработанных в ИПМаш НАН Украины, АО «Турбоатом». Результаты расчетов указывают на соответствие прочности валопровода требованиям нормативной документации.

Ключевые слова: прочность, турбоагрегат, короткое замыкание, валопровод, сварной ротор, модернизация.

М. М. ГРИШИН, Б. П. ЗАЙЦЕВ, О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, Ю. Г. ПАЩЕНКО, О. Г. КАНТОР

ДИНАМІКА СИСТЕМИ РОТОРІВ ТУРБОАГРЕГАТУ ПОТУЖНІСТЮ 1100 МВт

Проведено розрахункові дослідження критичних частот обертання валопроводу на податливих опорах в вертикальному і горизонтальному напрямках модернізованого турбоагрегату К-1100-60/1500-2М. Валопровід турбоагрегату складають зварні ротори турбіни, промчастина і ротор генератора. Досліджено питання аварійного режиму роботи роторів при раптовому короткому замиканні в генераторі. Розрахунки виконані із застосуванням програмних пакетів, розроблених в ИПМаш НАН України, АТ «Турбоатом». Результати розрахунків вказують на відповідність міцності валопроводу вимогам нормативної документації.

Ключові слова: міцність, турбоагрегат, коротке замикання, валопровід, зварний ротор, модернізація.

M. HRYSHYN, B. ZAYTSEV, O. MORACHKOVSKYY, YU. PASHCHENKO, O. KANTOR

THE DYNAMICS OF A ROTOR SYSTEM OF A 1100 MW TURBINE UNIT

The calculations data of the critical rotational speeds of the shaft line on yielding supports with the support yield in the vertical and horizontal directions of the modernized turbine unit K-1000-60/1500-2 (after modernization, the turbine unit type is designated as K-1100-60/1500-2M) have been presented. 1000 MW turbine units comprising a high-pressure cylinder and three low-pressure cylinders have been in operation at nuclear power plants since 1984. The design models of shafting are based on technical and improved theories of variable cross-section rods on elastic-damper supports, taking into account the coupling of vibrations in two planes, inertia of rotation, gyroscopic moments and aerodynamic forces on the disks. Additionally, the stress condition of the most dangerous sections of welded rotors has been investigated in case of a sudden short circuit in the generator. The conditions of the shafting for the cases of two- and three-phase short circuits were considered. The calculations of the critical rotational speeds of the shaft line and of the strength of the rotors in case of a short circuit were performed using software packages developed in the IPMash of the NAS of Ukraine, Joint-Stock Corporation "Turboatom". The calculation data show that no dangerous resonance vibrations of the shaft line of the upgraded K-1100-60/1500-2M turbine unit are detected and the strength of the shaft line in case of a sudden short circuit in the generator is in conformity with the requirements of regulatory and technical documents.

Key words: strength, turbine unit, short circuit, shafting, welded rotor, modernization.

Введение

В рамках Программы участия в поставках оборудования для АЭС Украины АО «Турбоатом» в течение 2018–2022 годов выполнит, с учетом опыта модернизации и выполнения современных разработок [1, 2], модернизацию проточных частей цилиндров высокого и низкого давлений турбин К-1000-60/1500-2. В результате модернизации ожидается прибавка мощности каждого турбоагрегата от 10 до 50 МВт в зависимости от объема модернизации проточных частей цилиндров высокого и низкого давлений и величины форсирования мощности реактора.

Подобную модернизацию предполагается выполнить на АЭС Болгарии. В настоящее время в АО «Турбоатом» практически закончена подготовительная работа по обеспечению выполнения данной модернизации. Выполнены расчеты на прочность модернизированных узлов, в том числе роторов турбины, которые вместе с ротором генератора составляют валопровод турбоагрегата.

Цель работы

Цель работы – определение амплитудно-частотных характеристик и динамической прочности при внезапном коротком замыкании в генераторе валопровода турбоагрегата К-1100-60/1500-2М.

Методики и результаты исследований

Валопровод турбоагрегата К-1100-60/1500-2М (маркировка после модернизации) состоит из сварного ротора цилиндра высокого давления (ВД), трех сварных роторов цилиндров низкого давления (НД), промчасти и ротора генератора. Сварной ротор ВД – двухпоточный, в каждом потоке установлено по семь рядов рабочих лопаток с цельнофрезерованными бандажами. При модернизации заменяются рабочие лопатки первой ступени или лопатки всех ступеней в зависимости от вида модернизации. Сварные роторы НД – двухпоточные, в каждом потоке установлено также по

семь рядов рабочих лопаток. При модернизации устанавливаются рабочие лопатки четвертых и пятых ступеней новой конструкции.

В программных комплексах для расчетов динамики роторов реализованы методы и алгоритмы, представленные в нормативных документах и работах ИПМаш НАН Украины, АО «Турбоатом», ОАО «НПО ЦКТИ» [3–5]. Расчеты свободных и вынужденных изгибных установившихся колебаний роторов реализованы для динамических моделей в виде многопролетных стержневых систем с переменными по пролетам массой и жесткостью, в которых опорные узлы, диски, внешние сосредоточенные силы и моменты, аэродинамические силы ротора отнесены к границам пролетов. Движение ротора описывается уравнениями технической и уточненной теории колебаний стержней [6], учитывающих инерцию поворотов жестких дисков, связанность колебаний в двух перпендикулярных плоскостях Oxz , Oyz , обусловленную влиянием упруго-демпферных связей со стороны опорных элементов и масляного слоя, гироскопическими моментами и аэродинамическими силами на дисках. Внешняя моногармоническая нагрузка принимается заданной в виде приложенных к ротору сил и моментов.

Как показано в [3], решение задач динамики роторов для k -го участка изогнутой оси стержневого элемента ротора представляется рекуррентными соотношениями, связывающими амплитудные значения линейных $u_{qk}^{(0)}$, $u_{qk}^{(1)}$ и угловых $\varphi_{qk}^{(0)}$, $\varphi_{qk}^{(1)}$ перемещений в плоскостях Oxz , Oyz на левом (0) и правом (1) краях участка, в следующем виде:

$$u_{qk}^{(0)} = \sum_p (a'_{qpk} u_{pk}^{(1)} + b'_{qpk} \varphi_{pk}^{(1)}) + c'_{qk}, \quad (1)$$

$$\varphi_{qk}^{(0)} = \sum_p (a''_{qpk} u_{pk}^{(1)} + b''_{qpk} \varphi_{pk}^{(1)}), \quad (2)$$

где q, p – индексы, принимающие значения x, y ;

$a'_{qpk}, a''_{qpk}, b'_{qpk}, b''_{qpk}, c'_{qk}$ – коэффициенты исходной системы уравнений, которые по приведенным в [3] зависимостям выражаются через физико-механические и геометрические параметры ротора, круговую частоту колебаний и четыре независимые функции, принятые для аппроксимации перемещений на участке ротора.

Перемещения в узлах оси ротора находятся по рекуррентным зависимостям с использованием условий сопряжения участков:

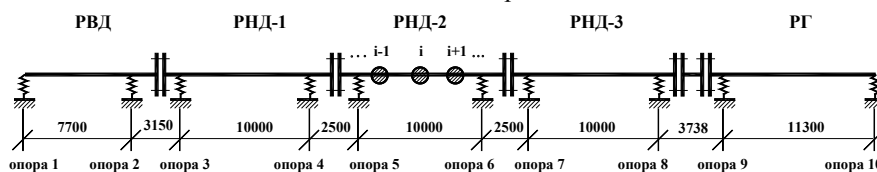


Рис.1 – Расчетная схема валопровода турбоагрегата К-1100-60/1500-2М:

РВД – ротор высокого давления; РНД – ротор низкого давления; РГ – ротор генератора

$$u_{q(k-1)}^{(1)} = u_{qk}^{(0)}, \quad \varphi_{qk}^{(0)} = \frac{l_k}{l_{k-1}} \varphi_{q(k-1)}^{(1)},$$

$$\bar{M}_{q(k-1)}^{(1)} - \bar{M}_{qk}^{(0)} + \bar{M}_{qk}^n + \bar{M}_{qk}^\Gamma = M_{qk}^a \exp(i\omega t), \quad (3)$$

$$\bar{Q}_{qk-1}^{(1)} - \bar{Q}_{qk}^{(0)} + \bar{Q}_{qk}^n + \bar{Q}_{qk}^{a3} + \bar{Q}_{qk}^{оп} = P_{qk}^a \exp(i\omega t),$$

где $\bar{M}_{qk}^{(1)}, \bar{M}_{qk}^{(0)}, \bar{Q}_{qk}^{(1)}, \bar{Q}_{qk}^{(0)}$ – изгибающие моменты и перерезывающие силы в сечениях ротора;

$M_{qk}^n, M_{qk}^\Gamma, Q_{qk}^n, Q_{qk}^{a3}, Q_{qk}^{оп}$ – инерционные и гироскопические моменты дисков, поперечные инерционные, аэродинамические и опорные силы, действующие на ротор;

M_{qk}^A, P_{qk}^A – амплитуды внешних моментов и поперечных сил, приложенных к ротору.

В расчетах вынужденных изгибных установившихся колебаний роторов, возбуждаемых дисбалансом или заданными внешними силами, частота ω в представленных зависимостях полагается равной частоте изменяющихся периодически вынуждающих сил и моментов ω_b . Для расчета критических частот вращения ротора отношение ω_b/ω в случае прямой синхронной прецессии полагается $\omega_b/\omega = 1$, а в случае обратной синхронной прецессии полагается $\omega_b/\omega = -1$. Собственная частота колебаний ротора в одной плоскости определяется как значение ω , при котором определитель разрешающей системы уравнений, построенной без учета демпфирования, обращается в ноль [3].

Расчеты тестовых задач с использованием программной разработки, реализующей представленный выше алгоритм, показали удовлетворительное соответствие известным в литературе решениям. Исследована сходимость параметров вынужденных колебаний в зависимости от дискретизации по длине ротора на примере валопровода длиной 80 м, постоянного поперечного сечения с изгибной жесткостью $EI = 0,78 \text{ Гн/м}^2$, который расположен на двух опорах с жесткостью каждой 4,9 Гн/м. Расчеты показали, что с увеличением числа участков разбиения ротора от 10 до 400 изменение расчетных амплитуд вынужденных колебаний составляет менее 0,001 %.

Для оценки опасности резонансных колебаний выполнена серия расчетов критических скоростей вращения валопровода турбоагрегата К-1100-60/1500-2М (рис. 1) на жестких и податливых опорах, как без учета, так и с учетом масляного слоя опорных подшипников.

Валопровод заменяется невесомой балкой на упруго-демпферных опорах, несущей сосредоточенные массы, как представлено на рис. 1. В расчете использованы безразмерные коэффициенты жесткости и демпфирования, рассчитанные по программе. Границы расчетных участков располагались на опорах и в местах изменения диаметра роторов.

Исходные данные по турбинам, включая линейные размеры, массы, приведенные осевые моменты инерции и изгибные жесткости расчетных участков валопровода подготовлены по специально разработанной программе в АО «Турбоатом». Используются также данные ПАО «Силовые машины-Электросила», относящиеся к генератору ТВВ-1000-4. Важным обстоятельством, существенно влияющим на достоверность получаемых результатов, является полнота вносимых в расчетную модель данных. В случае отсутствия экспериментальных данных по динамическим податливостям опор можно, с учетом опыта проектирования и эксплуатации турбоагрегатов, рекомендовать для расчетов значения податливостей опор в диапазоне $(1-4) \cdot 10^{-10}$ м/Н – для турбоагрегата со скоростью вращения валопровода 1500 об/мин.

Результаты расчетов критических скоростей вращения, представленные на рис. 2–6, указывают на отсутствие опасных резонансных колебаний валопроводов турбогенераторов К-1100-60/1500-2М, что нашло подтверждение в эксплуатации.

Предметом исследования были также вопросы аварийного режима работы роторов при внезапном коротком замыкании (ВКЗ) в генераторе. В режиме ВКЗ возникает внешний переменный электромагнитный скручивающий момент $M_{КЗ}^0$, который действует на ротор генератора и вызывает крутильные колебания валопровода. В расчетах для разных случаев ВКЗ принимались следующие аппроксимации $M_{КЗ}^0$

$$M_{КЗ}^0 = M_n (\alpha_0 + \alpha_1 \sin \omega t + \alpha_2 \sin 2\omega t) \quad (4)$$

при 2-х фазном коротком замыкании и

$$M_{КЗ}^0 = M_n (\alpha_0 + \alpha_1 \sin \omega t) \quad (5)$$

при 3-х фазном коротком замыкании.

В формулах (4), (5) обозначено:

ω – частота колебаний, равная 314 рад/с при частоте электрической сети 50 Гц;

M_n – номинальный крутящий момент;

$\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ – безразмерные коэффициенты, подлежащие конкретизации для вычислений.

Система роторов турбины и генератора образует валопровод большой длины (около 60 м) и сложной формы. Эквивалентная ей система представлялась упругим невесомым валопроводом, несущим сосредоточенные массы (рис. 7).

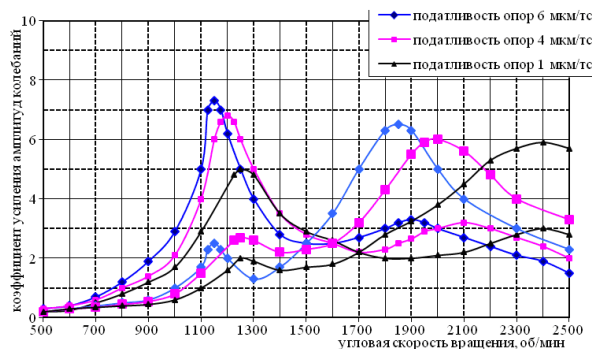


Рис. 2 – Коэффициенты усиления амплитуд колебаний середины пролета РВД

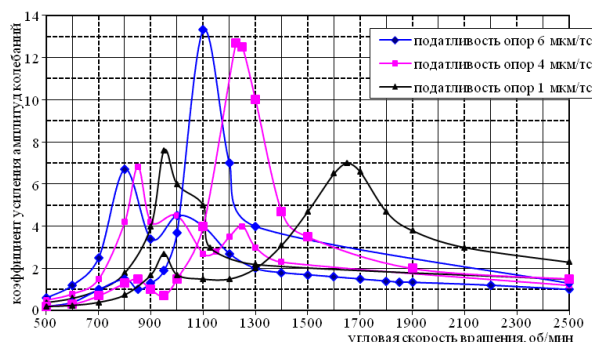


Рис. 3 – Коэффициенты усиления амплитуд колебаний середины пролета РНД-1

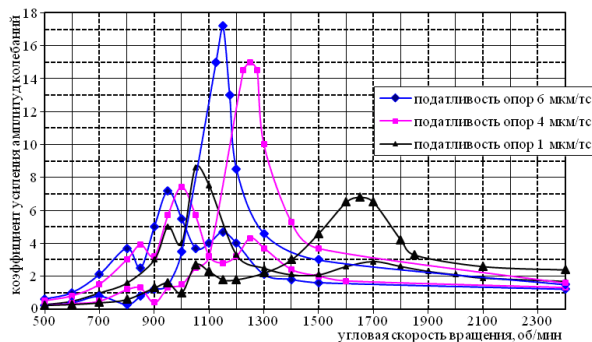


Рис. 4 – Коэффициенты усиления амплитуд колебаний середины пролета РНД-2

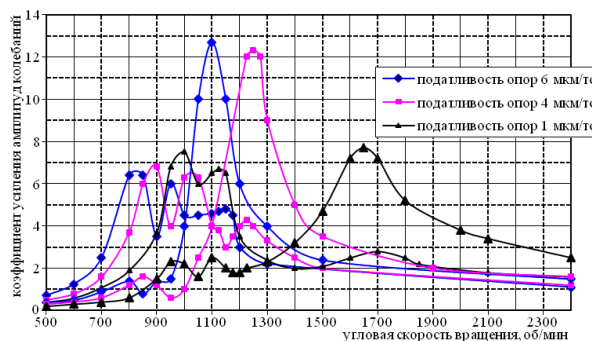


Рис. 5 – Коэффициенты усиления амплитуд колебаний середины пролета РНД-3

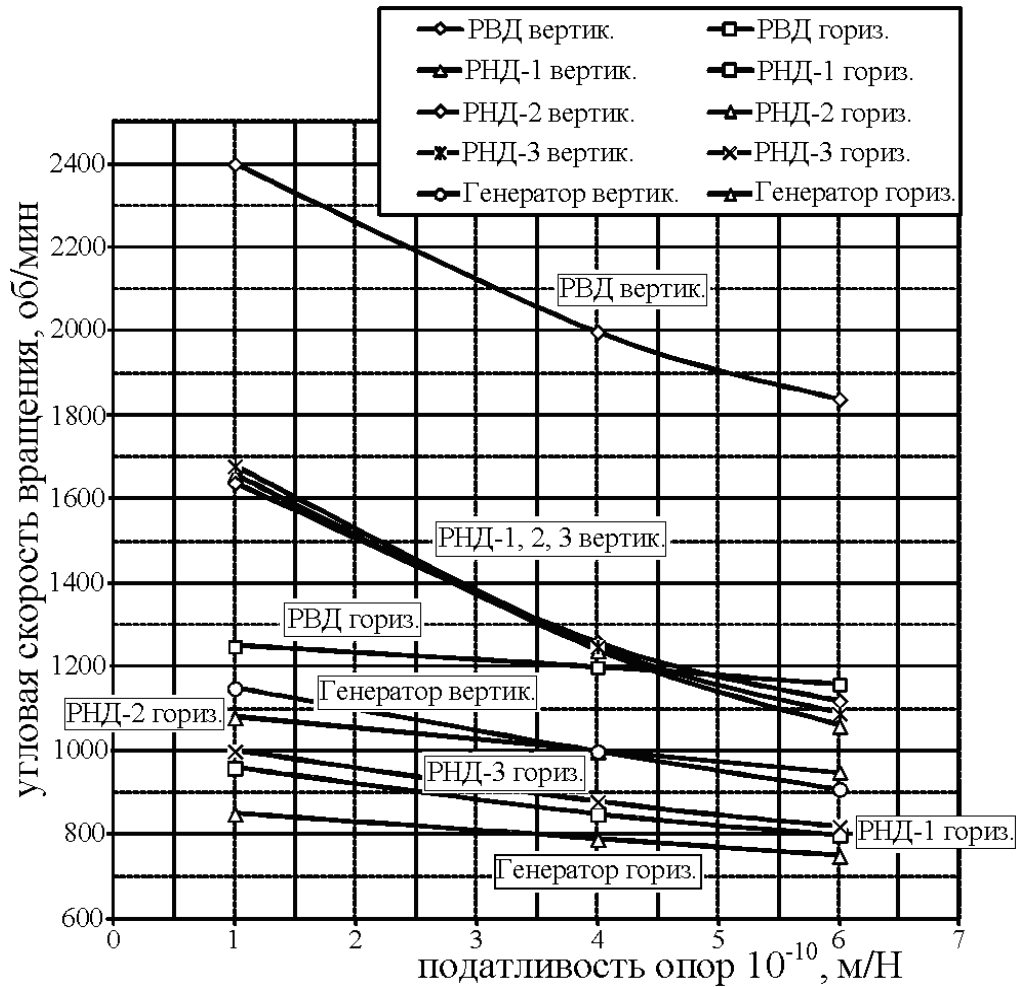


Рис. 6 – Зависимость критических скоростей вращения валопровода от податливостей опор турбины: обозначения см. рис. 1

Как видно из формул (4), (5), момент ВКЗ генератора состоит из суммы постоянной составляющей и двух гармоник при двухфазном или одной гармонике при трехфазном коротком замыкании, что вызывает крутильные колебания и появление переменных напряжений кручения в валопроводе.

Коэффициенты уравнений (4), (5) в расчетах приняты согласно данным ПАО «Силовые машины-Электросила». Крутильные колебания валопровода системы определяются значениями моментов инерции масс относительно оси участков вала – J_i и крутильной податливостью $e_i = \frac{l_i}{G_i I_i^p}$

участков валопровода с жесткостью сечения на кручение $c_i = G_i I_i^p$. Расчеты валопроводов турбоагрегатов на ВКЗ выполнены с использованием программной разработки ИПМаш НАН Украины. Исходные данные, включающие массоинерционные характеристики участков роторов с рабочими лопатками постоянного и переменного сечения, крутильные податливости участков, рассчитаны по специально разработанной в

АО «Турбоатом» компьютерной программе.

Суммарный момент, в результате действия которого валопровод скручивается, складывается из номинального момента, обусловленного передачей рабочего крутящего момента, и динамических моментов, возникающих при крутильных колебаниях

$$M_{кз} = M_n + M_{кз}^0 \quad (6)$$

При определении запасов прочности в наиболее нагруженных сечениях шеек роторов в расчетах использовано значение суммарного момента.

Предельный крутящий момент для вала круглого сечения определяется формулой

$$M_{пр} = \frac{2\pi}{3} R^3 (1 - \alpha^3) \tau_s, \quad (7)$$

где R – наружный радиус сечения вала;

α – отношение внутреннего к наружному радиусу сечения вала;

τ_s – предел текучести при кручении.

При оценке прочности валопровода по максимальным касательным напряжениям предельными считаются касательные напряжения τ_{max} ,

при которых начинается пластическая деформация материала валопровода. Условие прочности при этом приобретает вид $\tau_{\max} \leq \tau_s$.

На рис. 8 для турбины К-1100-60/1500-2М приведены расчетные данные об изменении во времени скручивающих моментов в характерных, наиболее нагруженных участках со стороны генератора сечениях валопроводов – шейках роторов под опорные подшипники.

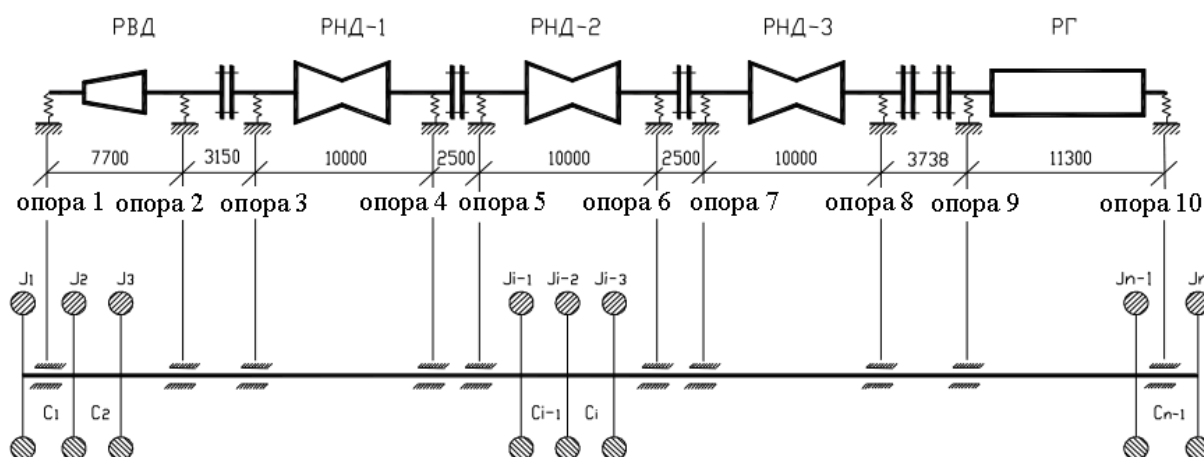


Рис. 7 – Расчетная схема валопровода турбоагрегата: обозначения см. рис. 1

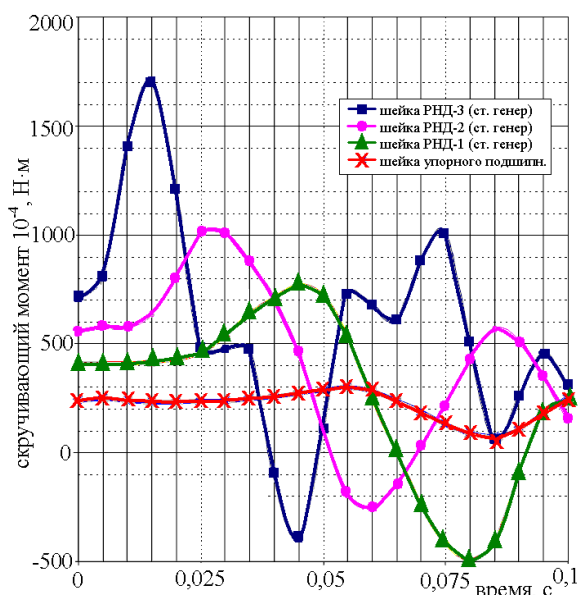


Рис. 8 – Изменение скручивающего момента во времени в характерных сечениях валопровода турбины

Выводы

Построены расчетные модели валопровода модернизированного турбоагрегата К-1100-60/1500-2М, который состоит из сварного ротора цилиндра высокого давления, трех сварных роторов цилиндров низкого давления, прмчасти и ро-

Запасы прочности по пределу текучести материала на срез с использованием критерия максимальных касательных напряжений, определены для максимального режима при кручении от передаваемого роторами крутящего момента. Прочность валопровода при ВКЗ соответствует требованиям, устанавливаемым нормативной документацией.

тора генератора. Выполнены расчетные исследования критических частот вращения валопровода на податливых в вертикальном и горизонтальном направлениях опорах и динамической прочности валопровода при внезапном коротком замыкании в генераторе.

Результаты расчетов указывают на отсутствие опасных резонансных колебаний валопровода и на соответствие прочности валопровода при внезапном коротком замыкании в генераторе требованиям нормативно-технической документации, что позволяет сделать вывод об обеспечении конструкционной прочности валопровода при его дальнейшей эксплуатации после модернизации.

Данные расчетов критических частот вращения могут быть уточнены при коррекции данных по динамическим податливостям опор, полученных экспериментально.

Список литературы

1. Суботін В. Г., Левченко Є. В., Швецов В. Л., Шубенко О. Л., Тарелін А. О., Суботович В. П., Туранов Г. Ю., Нагорський О. М., Данилюк І. П., Борисов М. А. *Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт*. Харків: Фолио, 2009. 256 с.
2. Суботин В. Г., Левченко Е. В., Швецов В. Л., Галацан В.Н., Кожешкурт И. И. Повышение эффективности турбинных установок тепловых электростанций. *Теплоэнергетика*. 2009. № 9. С. 50–54.
3. *Всесоюзный НИИ по нормализации в машиностроении. Расчеты и испытания на прочность. Методы и алгоритмы расчета на ЭВМ свободных и вынужденных колебаний многопролетных роторов на упруго-демпферных опорах.*

- Методические рекомендации МР 220–87.* ИПМаш АН УССР. Москва: ВНИИНАМШ, 1987. 62 с.
4. *Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического машиностроения им. И.И.Ползунова. Агрегаты паротурбинные и газотурбинные. Расчет критических частот валопровода. Руководящий технический материал РТМ 108.020.21–83.* Ленинград: НПО ЦКТИ, 1983. 28 с.
 5. *Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического машиностроения им. И.И.Ползунова. Расчет валопровода турбоагрегата на внезапное короткое замыкание. Руководящий технический материал РТМ 108.021.13–83.* Ленинград: НПО ЦКТИ, 1984. 31 с.
 6. *Вибрация в технике: Справочник в 6-ти т. – т.1 Колебания линейных систем.* Москва: Машиностроение, 1978. 352 с.
- References (transliterated)**
1. Subotin V. G., Levchenko Ye. V., Shvetsov V. L., Shubenko O. L., Tarelin A. O., Subotovych V. P., Turanov H. Yu., Nahorskyi O. M., Danylyuk I. P., Borysov M. A. (2009), *Sivorenniya parovykh turbin novoho pokolinnya potuzhnistyu 325 MVt* [Development of 325 MW New Generation Steam Turbines], Folio, Kharkiv, Ukraine.
 2. Subotin V. G., Levchenko Ye. V., Shvetsov V. L., Galatsan V. N., Kozheshkurt I. I. (2009), "Povyshenie effektivnosti turbinnykh ustanovok teplovykh elektrostantsiy [Improving the Efficiency of Turbine Units of Thermal Power Plants]", *Teplenergetika* [Power system], no. 9, pp. 50–54.
 3. (1987), *Vsesoyuznyy NII po normalizatsii v mashinostroenii. Raschety i ispytaniya na prochnost'. Metody i algoritmy rascheta na EVM svobodnykh i vyzhdenykh kolebaniy mnogoproletnykh rotorov na uprugо-dempfernykh oporakh. Metodicheskie rekomendatsii MR 220–87. IPMash AN USSR* [All-Union Research Institute for Normalization in Machine Building. Calculations and strength tests. Methods and algorithms for calculating the free and forced vibrations of multi-span rotors on elastic-damper supports using a computer. Methodical recommendations MR 220-87. IPMash of the NAS of Ukraine], VNIINMASH, Moscow, USSR.
 4. (1983), *Nauchno-proizvodstvennoe ob"edinenie po issledovaniyu i proektirovaniyu energeticheskogo mashinostroeniya im. I. I. Polzunova. Agregaty paroturbinnye i gazoturbinnye. Raschet kriticheskikh chastot valoprovoda. Rukovodyashchiy tekhnicheskiiy material RTM 108.020.21–83* [I. I. Polzunov Scientific and Production Association for Research and Design of Power Engineering Equipment. Steam- and gas-turbine units. Calculation of the critical frequencies of the shaft-line. Technical Guidelines RTM 108.020.21-83], NPO CKTI, [Scientific Production Association Central Kotloturbin Institute], Leningrad, USSR.
 5. (1984), *Nauchno-proizvodstvennoe ob"edinenie po issledovaniyu i proektirovaniyu energeticheskogo mashinostroeniya im. I. I. Polzunova. Raschet valoprovoda turboagregata na vnezapnoe korotkoe zamykanie. Rukovodyashchiy tekhnicheskiiy material RTM 108.021.13–83* [I. I. Polzunov Scientific and Production Association for Research and Design of Power Engineering Equipment. Calculation of the shaft-line of the turbine unit for a sudden short circuit. Technical Guidelines RTM 108.021.13–83], NPO CKTI, [Scientific Production Association Central Kotloturbin Institute], Leningrad, USSR.
 6. (1978), *Vibratsiya v tekhnike: Spravochnik v 6-ti t. – t.1 Kolebaniya lineynykh sistem* [Vibrations in technology. A reference book in 6 volumes. Vol. 1. Oscillations of linear systems], Mashinostroenie, Moscow.

Поступила (received) 20.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гришин Микола Миколайович (Гришин Николай Николаевич, Hryshyn Mykola) – кандидат технічних наук, перший заступник головного конструктора парових турбін, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Зайцев Борис Пилипович (Зайцев Борис Филиппович, Zajtsev Borys) – доктор технічних наук, провідний науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна, e-mail: b.zajtsev@gmail.com.

Морачковський Олег Костянтинович (Морачковский Олег Константинович, Morachkovskyy Oleg) – доктор технічних наук, завідувач кафедри теоретичної механіки, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, e-mail: morachko@kpi.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5466-5110>.

Пащенко Юрій Григорович (Пащенко Юрий Григорьевич, Paschenko Yuriy) – заступник головного інженера – головний технолог, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Кантор Олександр Геннадійович (Кантор Александр Геннадиевич, Kantor Olexandr) – начальник технологічного бюро з розвитку зварювального виробництва, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

М. М. ГРИШИН, Б. П. ЗАЙЦЕВ, О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, Ю. Г. ПАЩЕНКО, О. Г. КАНТОР

ОЦІНКА ДИНАМІЧНОЇ МІЦНОСТІ ВАЛОПРОВОДУ ЗІ ЗВАРНИМИ РОТОРАМИ ЦИЛІНДРІВ НИЗЬКОГО ТИСКУ ТУРБИНИ К-220-44-1

Надані розрахунки критичних частот обертання і міцності при короткому замиканні в генераторі валопроводу зі зварними роторами циліндрів низького тиску модернізованого турбоагрегату К-220-44-1. Розрахунки виконані із застосуванням програмних пакетів, розроблених в ІПМаш НАН України, АТ «Турбоатом». Результати розрахунків вказують на відповідність міцності валопроводу вимогам нормативної документації.

Ключові слова: міцність, турбоагрегат, згинне коливання, коротке замикання, валопровод, зварні ротори, модернізація.

Н. Н. ГРИШИН, Б. Ф. ЗАЙЦЕВ, О. К. МОРАЧКОВСКИЙ, Ю. Г. ПАЩЕНКО, А. Г. КАНТОР **ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ВАЛОПРОВОДА СО СВАРНЫМИ РОТОРАМИ ЦИЛИНДРОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ К-220-44-1**

Представлены результаты расчетного анализа критических частот вращения и прочности при коротком замыкании в генераторе валопровода со сварными роторами цилиндров низкого давления модернизированного турбоагрегата К-220-44-1. Расчеты выполнены с применением программных пакетов, разработанных в ИПМаш НАН Украины, АО «Турбоатом». Результаты расчетов указывают на соответствие прочности валопровода требованиям нормативной документации.

Ключевые слова: прочность, турбоагрегат, изгибные колебания, короткое замыкание, валопровод, сварные роторы, модернизация.

М. HRYSHYN, B. ZAYTSEV, O. MORACHKOVSKYY, YU. PASHCHENKO, O. KANTOR **A EVALUATION OF THE DYNAMIC STRENGTH OF THE SHAFT LINE WITH WELDED ROTORS OF LOW PRESSURE CYLINDERS OF THE K-220-44-1 TURBINE**

To assess the danger of resonance vibrations, the calculations data of the critical rotational speeds and strength in case of a sudden short circuit in the generator of the shaft line of the upgraded K-220-44-1 turbine unit have been presented. The turbine unit comprising a high-pressure cylinder and two low-pressure cylinders has been in operation at nuclear power plants since the early 1970s. The shaft-line consists of a high-pressure all-forged rotor, two low-pressure welded rotors, an intermediate part and a generator rotor. For the rotors of the turbine unit constituting the shafting, rod models with concentrated masses and elastic-damping support were used. Recommendations on the choice of vertical compliance of supports for computational studies are given. Estimates of the critical speeds of the shafting are obtained without taking into account the lubricant layer of the support bearings. The dynamic state of the shafting is considered for two-phase and three-phase short circuits in the generator. The maximum twisting moments in the rotors' necks under the support bearings are estimated, and the safety factors for the limiting table torque in the plasticity state are determined. The calculations were performed using software packages developed in the A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of NASU, Joint Stock Corporation "Turboatom". The calculation data show that no dangerous resonance vibrations of the shaft-line of the upgraded K-220-44-1 turbine unit are detected and the strength of the shaft-line in case of a sudden short circuit in the generator is in conformity with the requirements of regulatory and technical documents.

Key words: strength, turbine unit, bending vibrations, short circuit, shaft line, welded rotors, upgrade.

Вступ

Протягом останнього десятиріччя виконано модернізацію значної частини турбоагрегатів потужністю 200–1000 МВт виробництва АТ «Турбоатом», які експлуатуються на АЕС з початку 70-х років минулого сторіччя. В теперішній час модернізуються турбіни потужністю 220 МВт, що введені в експлуатацію у період 1980–1987 років. Так, в 2018 році АТ «Турбоатом» виконало роботи з модернізації проточних частин турбін К-220-44-1 потужністю 220 МВт, що експлуатуються на АЕС «Пакш», блок 1, Угорщина (виконано модернізацію проточних частин циліндрів високого тиску (ЦВТ), модернізацію проточних частин циліндрів низького тиску (ЦНТ) виконано раніше) та АЕС Арменії, блок 2 (виконується модернізація проточних частин ЦВТ й ЦНТ). Планується подібну модернізацію ЦВТ блоків 1, 2 і ЦНТ блока 2 виконати на Рівненській АЕС, Україна.

Мета роботи

Мета роботи – визначення критичних швидкостей та амплітуд крутильних коливань при раптовому короткому замиканні в генераторі валопроводу модернізованої турбіни К-220-44-1 та оцінка запасів динамічної міцності.

Розрахункові моделі та результати досліджень

В основу модернізації турбоагрегату покладено технічні рішення, які пройшли апробацію в проточних частинах та в зварних роторах парових турбін нового покоління потужністю 300–330 МВт виробництва АТ «Турбоатом», що експлуатуються на теплових електростанціях України та за кордоном [1, 2].

В результаті модернізації замінюються проточні частини високого й низького тиску із замі-

ною валопроводів турбін. Для підтвердження надійної роботи обладнання після модернізації виконано комплекс розрахункових робіт з оцінки динаміки нових роторів, система яких з роторами генераторів і складає валопроводи турбоагрегатів.

Забезпечення експлуатаційної надійності роторів є складною задачею внаслідок виключно важких умов їхньої роботи. Ротори турбін знаходяться під дією навантаження від лопаткового апарата, відчувають значні крутні зусилля, працюють в умовах мало- та багатоциклових навантажень при вібрації й крутильних коливаннях. Виходячи з цих умов і досвіду проектування, виробництва та експлуатації визначено основні фактори, що зумовлюють надійність роторів. Одним із основних факторів, що визначає показники надійності валопроводу турбоагрегату на етапі його проектування, є розрахунок динаміки роторів, який містить в собі розрахунки вільних й вимушених згинних усталених коливань, критичних швидкостей обертання роторів, розрахунки крутильних коливань валопровода при коротких замиканнях в генераторі.

Для проведення розрахунків роторів турбін на етапі їхнього проектування, доводки та модернізації створено як оригінальні проблемно-орієнтовані програмні розробки в ППМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, ВАТ «НВО ЦКТІ», що орієнтовані на нормативні документи [3–5], так і універсальні програмні комплекси, що розповсюджені на міжнародному ринку програмних продуктів, наприклад *ANSYS*, *COSMOS* тощо. Результати розрахункових досліджень використані при модернізації у вигляді рекомендацій та висновків з підвищення конструктивної міцності валопроводів турбін виробництва АТ «Турбоатом» та впроваджені на підприємстві за безпосередньою участю авторів статті. Розрахункові дослідження виконано із застосуванням програмних пакетів, які створені в ППМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, АТ «Турбоатом» та ВАТ «НВО ЦКТІ».

Розрахунки вільних і вимушених згинних усталених коливань роторів виконано для динамі-

чних моделей у вигляді багатопрогонових стержневих систем зі змінними по прогонах масою й жорсткістю, в яких опорні вузли, диски, зовнішні зосереджені сили і моменти, аеродинамічні сили ротора віднесені до границь прогонів. Зовнішнє моногармонічне навантаження приймається заданим у вигляді прикладених до ротора сил та моментів.

Для оцінки небезпеки резонансних коливань виконано серію розрахунків критичних швидкостей обертання валопроводу модернізованого турбоагрегату К-220-44-1 на жорстких та податливих опорах, без урахування масляного шару опорних підшипників.

Валопровід турбоагрегату складається з ціліснокованого ротора циліндра високого тиску, двох зварних роторів циліндрів низького тиску, промчастини та ротора генератора. Ротори та промчастина з'єднані між собою жорсткими муфтами. Кожний ротор спирається на два підшипники. Ротор ЦВТ – однопоточний, який несе після модернізації сім рядів робочих лопаток з цільнофрезерованими бандажами. При модернізації на роторі встановлено робочі лопатки нової конструкції. Зварні ротори ЦНТ – двохпоточні, де в кожному потоці встановлено по п'ять рядів робочих лопаток нової конструкції.

Валопровід замінюється невагомою балкою на пружно-демпферних опорах, на якій розташовані зосереджені маси, як представлено на рис. 1. В розрахунку використано безрозмірні коефіцієнти жорсткості й демпфірування, які розраховано за розробленою програмою. Границі розрахункових ділянок розташовані на опорах та в місцях зміни діаметра роторів. Вихідні дані по турбінах, включаючи лінійні розміри, маси, приведені осьові моменти інерції та згинні жорсткості розрахункових ділянок підготовлено за допомогою спеціально розробленої авторами роботи комп'ютерної програми. Особливі вимоги при визначенні жорсткостей (податливостей) ділянок роторів на згин, слід віднести до ділянок з дисками зварних роторів. Дані по генератору ТГВ-200 представлені ПАТ «Силові машини–Електросила».

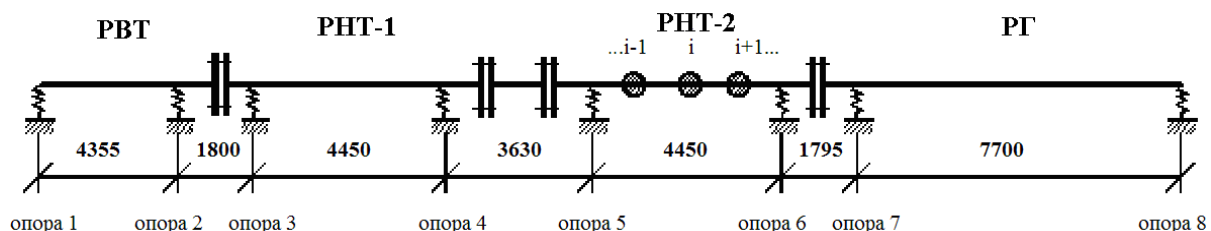


Рис. 1 – Розрахункова схема валопроводу модернізованого турбоагрегату К-220-44-1:

РВТ – ротор високого тиску; РНТ – ротор низького тиску; РГ – ротор генератора

Зауважимо, що при браку експериментальних даних з динамічних податливостей опор, можна рекомендувати для розрахунків значення вертика-

льних податливостей опор в діапазоні $(2-8) \cdot 10^{-10}$ м/Н (для турбогенераторів зі швидкістю

обертання валопроводу 3000 об/хв.). Такі рекомендації ґрунтуються на досвіді проектування й експлуатації турбоагрегатів.

Результати розрахунків критичних частот обертання без урахування мастильного шару опорних підшипників, які представлено на рис. 2–5, вказують на відсутність небезпечних резонансних коливань валопроводів модернізованих турбоагрегатів К-220-44-1. Перевірочні розрахунки, за необхідності, виконуються після уточнення даних з податливостей опор.

Суттєвими є напруження кручення в валопроводі від крутильного моменту. Напруження кручення перевіряють як для номінального, так і для аварійного, що спричинений раптовим коротким замиканням в генераторі, режимів роботи.

В статті розглянуті питання аварійного режиму роботи роторів при раптовому короткому замиканні, що призводить до появи зовнішнього змінного електромагнітного крутильного моменту $M_{кз}^0$, який діє на ротор генератора та спричиняє крутильні коливання валопроводу. Розглянуто два види короткого замикання в генераторі – двофазне й трифазне. Відповідно цим випадкам приймалися в розрахунках наступні вирази для моменту $M_{кз}^0$

$$M_{кз}^0 = M_n (\alpha_0 + \alpha_1 \sin \omega t + \alpha_2 \sin 2\omega t) \quad (1)$$

для двофазного та

$$M_{кз}^0 = M_n (\alpha_0 + \alpha_1 \sin \omega t) \quad (2)$$

для трифазного коротких замикань, де ω – частота коливань, яка дорівнює 314 рад/с при частоті електричної мережі 50 Гц;

M_n – номінальний крутильний момент;

$\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ – безрозмірні коефіцієнти, які підлягають конкретизації для обчислень.

Крутильні коливання валопроводу системи визначаються значеннями моменту інерції мас відносно осі ділянок вала J_i та крутильною податливістю $e_i = \frac{l_i}{G_i I_i^p}$ ділянок валопроводу з жорсткі-

стю перерізу на кручення $c_i = G_i I_i^p$.

Розрахунки валопроводів турбоагрегатів на раптове коротке замикання виконані з використанням програмної розробки ППМаш НАН України. Вихідні дані для розрахунків, до яких входили масово-інерційні характеристики ділянок роторів з робочими лопатками постійного та змінного перерізу, крутильні податливості ділянок, отримані авторами за спеціально розробленою програмою.

Система роторів турбіни та генератора складає валопровід складної форми. Еквівалентна їй система представлялась пружним невагомим валопроводом, до якого входять зосереджені маси, як показано на рис. 6.

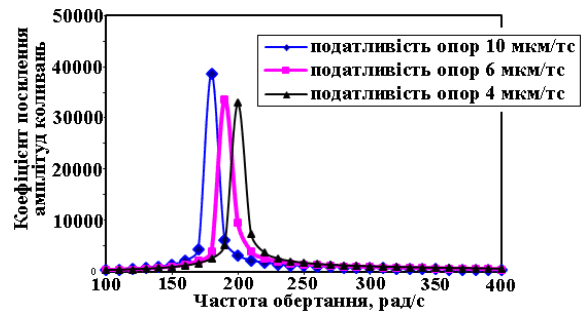


Рис. 2 – Коефіцієнти посилення амплітуд коливань (умовні) середини прогину РВТ

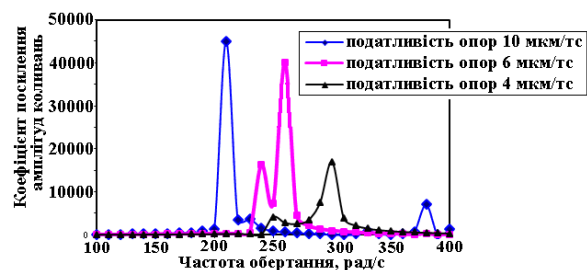


Рис. 3 – Коефіцієнти посилення амплітуд коливань (умовні) середини прогину РНТ-1

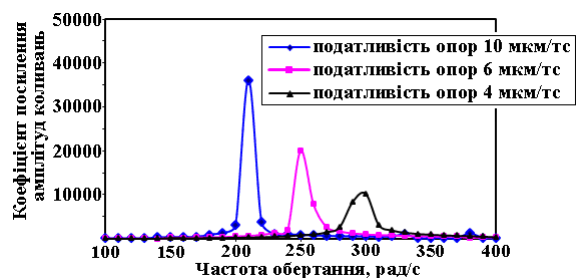


Рис. 4 – Коефіцієнти посилення амплітуд коливань (умовні) середини прогину РНТ-2

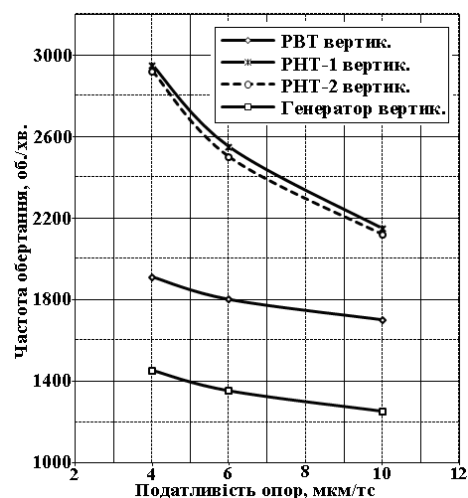


Рис. 5 – Залежність критичних швидкостей обертання валопроводу від податливостей опор турбоагрегату

Відповідно до прийнятих законів (1), (2) момент раптового короткого замикання генератора складається з постійної складової та змінних гармонік, що спричиняє появу змінних напружень кручення в валопроводі, які виникають при крутильних коливаннях.

Сумарний момент скручування валопроводу складається із номінального моменту та динамічних моментів, які виникають при крутильних коливаннях

$$M_{\text{кз}} = M_{\text{н}} + M_{\text{кз}}^0. \quad (3)$$

При визначенні запасів міцності в найбільш навантажених перерізах шийок роторів в розрахунках використано значення сумарного моменту.

На рис. 7 для модернізованої турбіни К-220-44-1 наведено розрахункові дані про зміну в часі

крутильних моментів в характерних, найбільш навантажених ділянках з боку генератора перерізах валопроводів – шийках роторів під опорні підшипники.

Запаси міцності n_T по границі текучості матеріалу на зріз з використанням критерію максимальних дотичних напружень визначено для максимального режиму при крученні від крутильного моменту, що передається роторами.

В результаті розрахунків запасів міцності встановлено наступне: для модернізованого турбоагрегату К-220-44-1 $n_T \approx 11$ та $n_T \approx 7$ відповідно для шийок підшипників $\varnothing 420$ боків регулятора та генератора РНТ-1, $n_T \approx 7$ – для шийки підшипника $\varnothing 420$ РНТ-2 бік регулятора та $n_T \approx 10$ – для шийки підшипника $\varnothing 520$ РНД-2 бік генератора.

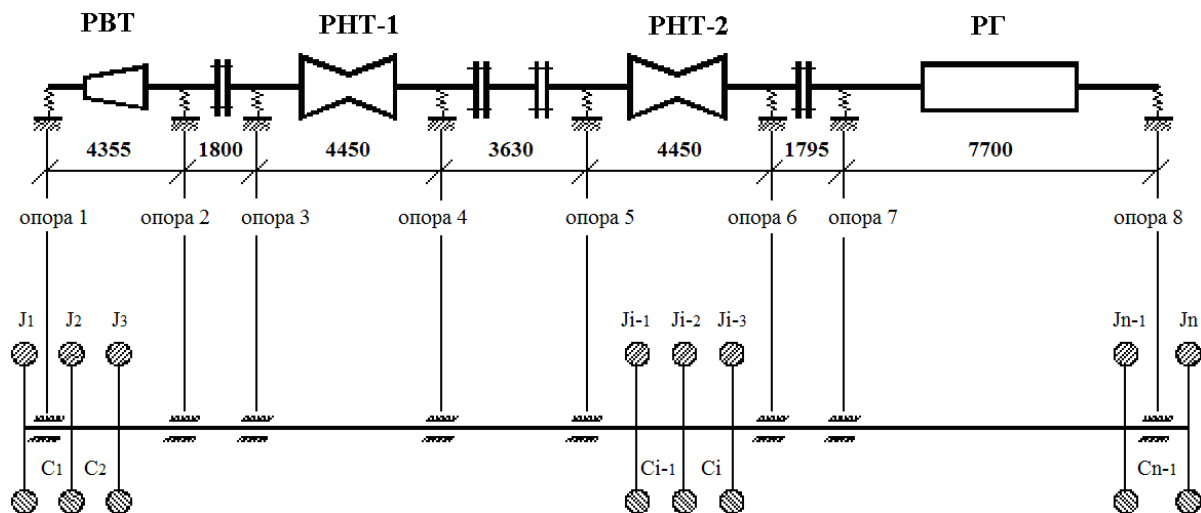


Рис. 6 – Розрахункова схема валопроводу модернізованого турбоагрегату К-220-44-1: позначення див. рис. 1

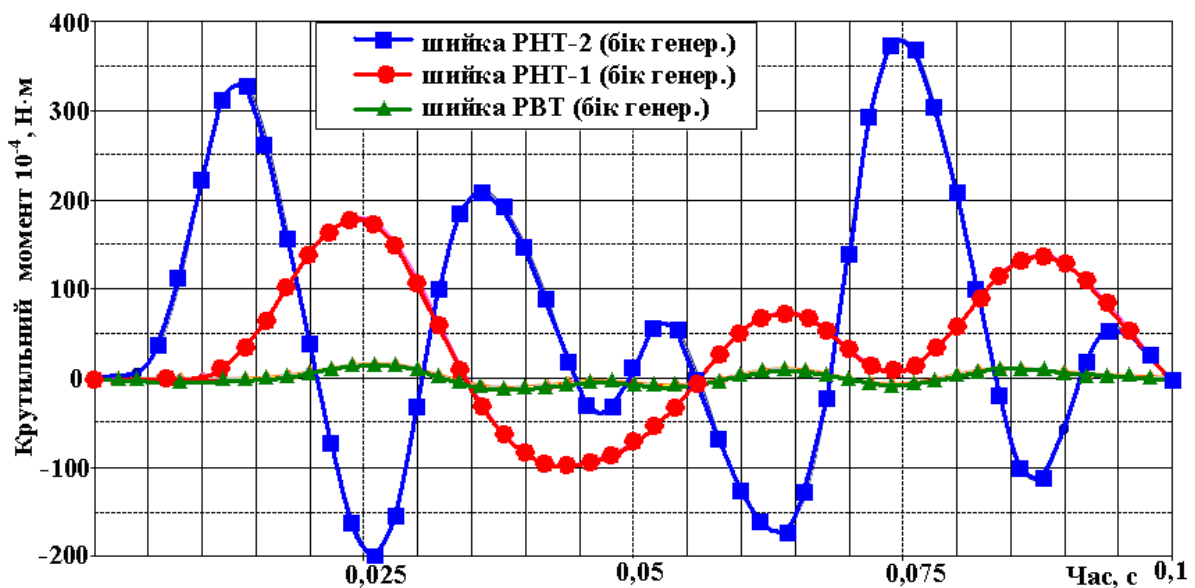


Рис. 7 – Зміна в часі крутильного моменту в характерних перерізах валопроводу (без $M_{\text{н}}$)

Висновки

Побудовано розрахункові моделі валопроводу на податливих опорах модернізованого турбоагрегату К-220-44-1, який експлуатується на атомних станціях, для визначення критичних частот обертання та оцінки динамічної міцності при раптовому короткому замиканні в генераторі. Отримано розрахункові дані критичних частот обертання валопроводу та динамічних крутильних моментів при короткому замиканні в генераторі. Результати розрахунків вказують на відсутність небезпечних резонансних коливань валопроводу та на відповідність динамічної міцності валопроводу при раптовому короткому замиканні в генераторі вимогам нормативно-технічної документації. Це дозволяє зробити висновок про забезпечення конструктивної міцності валопроводу при його подальшій експлуатації після модернізації.

Список літератури

1. Суботин В. Г., Левченко Є. В., Швецов В. Л., Шубенко О. Л., Тарелін А. О., Суботович В. П., Туранов Г. Ю., Нагорський О. М., Данилюк І. П., Борисов М. А. *Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт*. Харків: Фолио, 2009. 256 с.
2. Суботин В. Г., Левченко Є. В., Швецов В. Л., Галацан В. Н., Кожешкурт І. І. Повышение эффективности турбинных установок тепловых электростанций. *Теплоэнергетика*. 2009. № 9. С. 50–54.
3. Всесоюзный НИИ по нормализации в машиностроении. *Расчеты и испытания на прочность. Методы и алгоритмы расчета на ЭВМ свободных и вынужденных колебаний многопролетных роторов на упруго-демпферных опорах. Методические рекомендации МР 220–87*. ИПМаш АН УССР. Москва: ВНИИНАШ, 1987. 62 с.
4. Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического машиностроения им. И.И.Ползунова. *Агрегаты паротурбинные и газотурбинные. Расчет критических частот валопровода. Руководящий технический материал РТМ 108.020.21–83*. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1983. 28 с.
5. Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического машиностроения им. И.И.Ползунова. *Расчет валопровода турбоагрегата на внезапное короткое замыкание. Руководящий технический*

материал РТМ 108.021.13–83. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1984. 31 с.

References (transliterated)

1. Subotin V. G., Levchenko Ye. V., Shvetsov V. L., Shubenko O. L., Tarelin A. O., Subotovych V. P., Turanov H. Yu., Nahorsky O. M., Danylyuk I. P., Borysov M. A. (2009), *Stvorenniya parovykh turbin novoho pokolinnya potuzhnisty 325 MW* [Development of 325 MW New Generation Steam Turbines], Folio, Kharkiv, Ukraine.
2. Subotin V. G., Levchenko Ye. V., Shvetsov V. L., Galatsan V. N., Kozheshkurt I. I. (2009), "Povyshenie effektivnosti turbinnnykh ustanovok teplovykh elektrostantsiy [Improving the Efficiency of Turbine Units of Thermal Power Plants]", *Teploenergetika* [Power system], no. 9, pp. 50–54.
3. (1987), *Vsesoyuznyy NII po normalizatsii v mashinostroenii. Raschety i ispytaniya na prochnost'. Metody i algoritmy rascheta na EVM svobodnykh i vynuzhdennykh kolebaniy mnogoproletnykh rotorov na uprugо-dempfernykh oporakh. Metodicheskie rekomendatsii MR 220–87*. IPMash AN USSR [All-Union Research Institute for Normalization in Machine Building. Calculations and strength tests. Methods and algorithms for calculating the free and forced vibrations of multi-span rotors on elastic-damper supports using a computer. Methodical recommendations MP 220-87. IPMash of the NAS of Ukraine], VNIINMASH, Moscow, USSR.
4. (1983), *Nauchno-proizvodstvennoe ob"edinenie po issledovaniyu i proektirovaniyu energeticheskogo mashinostroeniya im. I. I. Polzunova. Agregaty paroturbinnnye i gazoturbinnnye. Raschet kriticheskikh chastot valoprovoda. Rukovodyashchiy tekhnicheskii material RTM 108.020.21–83* [I. I. Polzunov Scientific and Production Association for Research and Design of Power Engineering Equipment. Steam- and gas-turbine units. Calculation of the critical frequencies of the shaft-line. Technical Guidelines RTM 108.020.21-83], NPO CKTI, [Scientific Production Association Central Kotloturbin Institute], Leningrad, USSR.
5. (1984), *Nauchno-proizvodstvennoe ob"edinenie po issledovaniyu i proektirovaniyu energeticheskogo mashinostroeniya im. I. I. Polzunova. Raschet valoprovoda turboagregata na vnezapnoe korotkoe zamykanie. Rukovodyashchiy tekhnicheskii material RTM 108.021.13–83* [I. I. Polzunov Scientific and Production Association for Research and Design of Power Engineering Equipment. Calculation of the shaft-line of the turbine unit for a sudden short circuit. Technical Guidelines RTM 108.021.13–83], NPO CKTI, [Scientific Production Association Central Kotloturbin Institute], Leningrad, USSR.

Надійшла (received) 20.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гришин Микола Миколайович (Гришин Николай Николаевич, Hryshyn Mykola) – кандидат технічних наук, перший заступник головного конструктора парових турбін, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Зайцев Борис Пилипович (Зайцев Борис Филиппович, Zajtsev Borys) – доктор технічних наук, провідний науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна, e-mail: b.zajtsev@gmail.com.

Морачковський Олег Костянтинович (Морачковский Олег Константинович, Morachkovskyy Oleg) – доктор технічних наук, завідувач кафедри, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, e-mail: morachko@kpi.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5466-5110>.

Пащенко Юрій Григорович (Пащенко Юрий Григорьевич, Paschenko Yuriy) – заступник головного інженера – головний технолог, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua

Кантор Олександр Геннадійович (Кантор Александр Геннадиевич, Kantor Oleksandr) – начальник технологічного бюро з розвитку зварювального виробництва, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Н. Н. ГРИШИН, Б. Ф. ЗАЙЦЕВ, И. А. ПАЛЬКОВ, А. Г. КАНТОР, Ю. Г. ПАЩЕНКО

СВАРНОЙ КОМБИНИРОВАННЫЙ РОТОР ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325-23,5

Представлены результаты разработки сварного комбинированного ротора среднего давления паровой турбины нового поколения К-325-23,5 производства АО «Турбоатом». При разработке использовались результаты опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ по выбору рациональных форм отдельных дисков и мест расположения кольцевых перемычек со сварными швами для обеспечения приемлемого уровня напряжений, что является одним из основных требований при проектировании сварных роторов.

Ключевые слова: паровая турбина, сварной комбинированный ротор, насадной диск, вал, температура пара, эквивалентные напряжения, твердость сварного соединения.

М. М. ГРИШИН, Б. П. ЗАЙЦЕВ, І. А. ПАЛЬКОВ, О. Г. КАНТОР, Ю. Г. ПАЩЕНКО
ЗВАРНИЙ КОМБІНОВАНИЙ РОТОР ПАРОВОЇ ТУРБІНИ К-325-23,5

Представлені результати розробки зварного комбінованого ротору середнього тиску парової турбіни нового покоління К-325-23,5 виробництва АТ «Турбоатом». При розробці використовувалися результати дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт з вибору раціональних форм окремих дисків і місць розташування кільцевих перемичок зі зварними швами для забезпечення прийнятної рівня напружень, що є однією з основних вимог при проектуванні зварних роторів.

Ключові слова: парова турбіна, зварний комбінований ротор, насадний диск, вал, температура пари, еквівалентні напруження, твердість зварного з'єднання.

M. HRYSHYN, B. ZAYTSEV, I. PALKOV, O. KANTOR, YU. PASHCHENKO
WELDED COMBINED ROTOR FOR THE STEAM TURBINE K-325-23.5

The development data of the welded combined average-pressure rotor for the steam turbine of a new generation K-325-23.5 produced by JSC "Turboatom" have been given. To develop it, we used the data given in experimental-&engineering and research papers devoted to the selection of the rational forms of individual discs and the loci of circular cofferdams with welded seams to provide an acceptable level of stresses, which is one of the main requirements to be met when designing welded rotors. The mode of deformation of some options of a new rotor structure was defined using the method of finite elements and the software of IPMach of the National Academy of Sciences of Ukraine. In addition to the stresses that arise under the action of centrifugal forces and thermal stresses we took into account during our computations low bending alternating stresses caused by weight loads and these stresses are very dangerous due to their cyclic character. When combined with tensile stresses caused by centrifugal forces at the bottom run of welded seams, these can result in an increased amount of possible defects. The experimental-&engineering research done by us allowed for the transformation of aggravating stresses caused by centrifugal forces at the bottom run of welded seams into compressive stresses. A special research was done to select the weld groove geometry, electrodes, the weld technology and thermal treatment modes after the welding to remove residual stresses. Welded specimens with the welded seams of a different configuration (type of weld groove geometry) and the specimens cut out of the welded seams of the end parts of full-scale model were subjected to fatigue tests. A high workability and unavailability of drawbacks that are peculiar for the rotors with capped discs individualize this type of rotor advantageously in comparison with the latter. Expensive balancing work requires the reduction of start operations by a factor of two. A combined "composite" rotor behaves in a more consistent manner with the spin up during the transition across critical rotation frequencies and at rated revolutions; a smoother operation is observed.

Key words: steam turbine, welded combined rotor, capped disk, shaft, steam temperature, equivalent stresses, and the welded junction hardness.

Введение

Одними из наиболее нагруженных и ответственных узлов паровых турбин являются роторы цилиндров, безотказная работа которых определяет их мощность, надежность и долговечность, а также безопасность эксплуатации тепловых или атомных электростанций. При столь жестких требованиях остаются актуальными вопросы правильного выбора типа ротора, который определяется условиями эксплуатации и возможностью обеспечения прочности. Для их решения необходимы новые подходы к созданию роторов, основанные на данных длительного опыта их проектирования и эксплуатации, технологии изготовления, ремонтов и модернизации.

В паровых турбинах производства АО «Турбоатом» применяются основные типы

роторов: цельнокованные, комбинированные роторы с насадными дисками, сварные и комбинированные сварные из различных марок сталей.

В настоящее время в различных странах мира эксплуатируется около 120 паровых турбин мощностью 300–320 МВт производства АО «Турбоатом». Только в Украине на большинстве эксплуатирующихся блоков ТЭС работают 43-и паровые турбины типа К-300-240 различной модификации.

Основываясь на опыте проектирования, изготовления и эксплуатации роторов различных типов в 2012-ом году было принято решение о применении в совмещенном цилиндре среднего и низкого давлений турбины нового поколения К-325-23.5 сварно-кованого ротора из различных материалов. Производство ротора новой конструкции взамен цельнокованого ротора с

насадными дисками предназначено для новых поставок и модернизации турбин К-300-240. В данной статье проводится анализ применяемых АО «Турбоатом» конструкций роторов различных типов и обосновывается целесообразность выбора конструкции сварно-кованого ротора, основанная на данных экспериментальных и расчетно-теоретических исследований прочностных показателей и динамических характеристик.

Цель работы

Цель работы – научно-исследовательское и опытно-конструкторское обоснование преимуществ разработанного сварного комбинированного ротора цилиндра среднего давления турбины К-325-23,5 по прочностным критериям и эксплуатационным показателям.

Цельнокованные роторы

Цельнокованные роторы состоят из вала и дисков, изготовленных из единой поковки (рис. 1). Из-за сложности изготовления высококачественных поковок больших размеров, цельнокованные роторы имеют сравнительно небольшие весовые и геометрические характеристики. Например, для изготовления ротора низкого давления тихоходной

турбины мощностью более 1000 МВт требуется слиток с высокими механическими свойствами массой более 450-ти тонн. При изготовлении поковок такой массы возникают проблемы с прокаливаемостью для получения равномерных свойств по сечению и более низких температур хрупкости, что очень важно для предупреждения хрупких разрушений.

Несмотря на значительное повышение напряжений, цельнокованные роторы практически всегда выполняются с центральным осевым каналом для механического удаления дефектов металла слитка, для более качественного процесса термообработки и перископического контроля качества центральной части поковки ротора.

Данный тип роторов в основном применяется в цилиндрах с высокими параметрами пара и обладает высокой технологичностью.

Цельнокованные роторы производства АО «Турбоатом», работающие при высоких температурах, изготавливаются из стали 20Х3МВФА (ЭИ-415) [1]. Этот материал имеет высокие показатели жаропрочности до температуры 550 °С.

Для роторов турбин, работающих при низких, менее 450 °С температурах пара, применяются стали 34ХН3МА, 36ХН3МФА, 25Х2Н4МФА [1] и 26ХН3М2ФА, 25Х2НМФА по условиям поставки АО «Турбоатом».

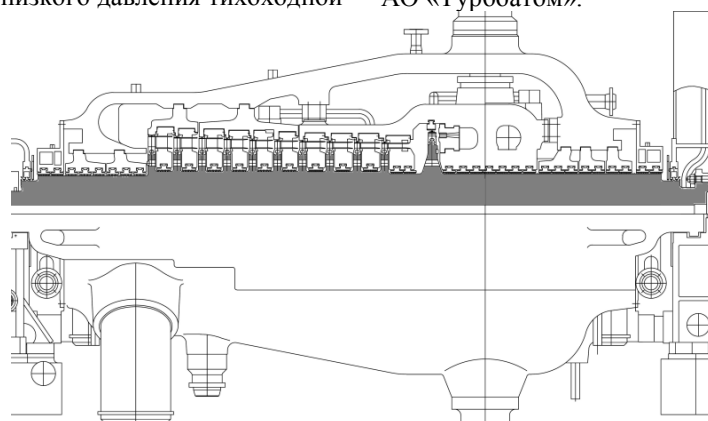


Рис. 1 – Цельнокованный ротор ВД турбины К-300-240 АО «Турбоатом»

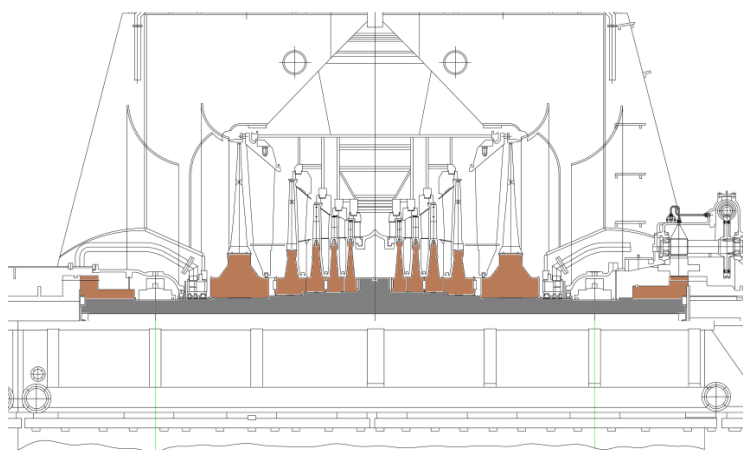


Рис. 2 – Ротор НД турбины К-300-240 АО «Турбоатом» с насадными дисками и насадными полумуфтами

Комбинированные роторы с насадными дисками

Комбинированные роторы с насадными дисками, двух применяемых основных видов, представляют собой ступенчатый вал, на который насаживаются диски, соединительные муфты и другие детали (диски первого типа представлены на рис. 2, рис. 3б).

Посадка на вал дисков и полумуфт выполняется с натягом, обеспечивающим передачу части крутящего момента от диска к валу или от вала к муфте. При расчете натяга учитывается его ослабление в процессе эксплуатации под действием центробежных сил и температуры. Посадка дисков на вал осуществляется в нагретом состоянии, причем нагрев дисков ведется до температур, обеспечивающих соответствующее увеличение посадочного диаметра, и свободную, без закусываний и перекосов, сборку.

При определении натяга и выборе размеров шпоночного соединения с целью предотвращения проворачивания дисков на валу, учитываются различного рода нештатные ситуации, например короткое замыкание генератора. В АО «Турбоатом» в роторах с насадными дисками используются торцевые шпонки, устанавливаемые между торцевыми поверхностями дисков или кольцевым выступом вала и диском, или диском и легкой деталью, насаживаемой на вал. Торцевые шпонки

между дисками устанавливаются попарно диаметрально противоположно относительно друг друга.

Вал ротора с насадными дисками выполняется, как и цельнокованный ротор, с центральным отверстием диаметром порядка 120 мм.

Комбинированные роторы с насадными дисками могут работать только при умеренных температурах пара, так как при высоких температурах пара вследствие релаксации контактных напряжений может происходить ослабление посадки диска на вал. При ослаблении посадки наблюдается разбалансировка ротора и повышенный уровень вибрации, исключающий дальнейшую нормальную эксплуатацию турбоагрегата.

В качестве материалов при изготовлении насадных дисков используются стали 34ХН1МА и 25Х2Н4МФА [2], вала – сталь 34ХН3МА [1].

Комбинированные роторы с насадными дисками второго вида (рис. 3а) применяются в турбинах, у которых в одном цилиндре температура пара изменяется в большом интервале. Примером такой конструкции является ротор среднего давления АО «Турбоатом» и ее модификаций, где на вход цилиндра поступает пар из промпрегрева с температурой 540 °С, а последние ступени этого ротора являются частью низкого давления. Температура пара за последней ступенью составляет порядка 30...50 °С.

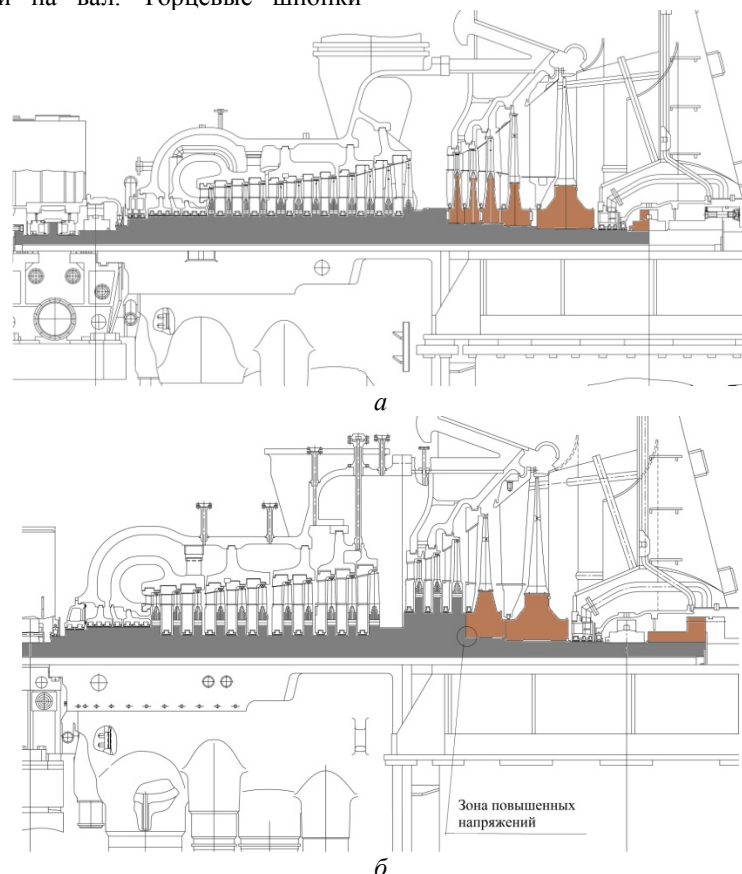


Рис. 3 – Комбинированный ротор среднего давления турбин: а – К-300-240; б – К-325-23,5

До недавнего времени в турбине К-300-240 АО «Турбоатом» и ее модификациях для совместного цилиндра среднего и низкого давления применялся цельнокованый комбинированный ротор, в котором диски нескольких первых ступеней выполнялись заодно с валом, а диски последующих ступеней насаживались на этот же вал с натягом (рис. 3, поз. *a* и *б*). Для вала и дисков применялись различные материалы: вал изготавливался из стали 20Х3МВФА [1], а насадные диски из стали 25Х2Н4МФА [2]. Применение различных материалов вызвано наличием большого температурного градиента и возникающими ограничениями по использованию стали 20Х3МВФА для части низкого давления. Переходная температура хрупкости для данной стали составляет величину порядка 50 °С, что не позволяет иметь высокие пластические характеристики для предупреждения хрупкого разрушения. Отечественный и зарубежный опыт эксплуатации роторов с насадными дисками свидетельствует, что подобные разрушения, приводящие к крупным авариям на электростанциях, имели место.

Применение комбинированных роторов такого типа позволило решить проблемы, связанные с большим градиентом температур. При этом, однако, ротор по-прежнему имел все характерные недостатки, присущие роторам с насадными дисками, основным из которых является напряженность дисков по посадочной поверхности. Насадные диски подвержены коррозии в местах посадки на вал, по шпоночным соединениям. Подвержены коррозии под напряжением и полотна дисков из-за необходимости применения сталей с высокими механическими свойствами.

Сварные роторы, состоящие из отдельных кованных дисков и хвостовиков, соединенных между собой цилиндрическими перемычками со сварными швами, нашли широкое применение в цилиндрах низкого давления паровых турбин АО «Турбоатом». Переход к сварным роторам был обусловлен не только трудностями изготовления

тяжелых роторов, выполненных как цельнокованные или с насадными дисками, но и рядом других преимуществ. Сварные роторы имеют большую жесткость, что благоприятно сказывается на устойчивости их работы, меньшую чувствительность к возникающим в эксплуатации небалансам и расцентровкам, легче поддаются балансировке. Наиболее напряженные части сварных роторов не подвержены коррозии, т. к. центральная часть дисков не контактирует с коррозионной средой. Максимальные напряжения в сварных роторах из-за отсутствия центрального отверстия в дисках примерно в два раза меньше, чем в насадных дисках и в цельнокованных роторах с центральным каналом.

Относительно невысокие требуемые механические свойства материала сварного ротора позволяют получить лучшие пластические характеристики, большую вязкость разрушения и более низкие критические температуры хрупкости. Небольшие габариты заготовок сварных роторов позволяют достичь глубокой проковки дисков, получить меньше металлургических дефектов и более чистый металл, провести качественный контроль дисков до сварки, отбраковать некачественные диски и хвостовики. При одинаковой плотности распределения возможных дефектов вероятность их подрастания до критических размеров в сварных роторах меньше, чем в цельнокованных. Кроме этого, сочетание основных напряжений в сварном роторе, вызванных весом и центробежными силами, может быть благоприятным и тормозить распространение дефектов.

Сварные роторы имеют высокую ремонтнопригодность, т. к. при выполнении ремонта возможна замена его частей путем приварки новых.

Сварные роторы (рис. 4) применяются в ЦНД современных турбин большой мощности. При этом следует отметить, что начиная с 1990 г. все двухпоточные роторы низкого давления паровых турбин производства АО «Турбоатом» изготавливаются исключительно сварными.

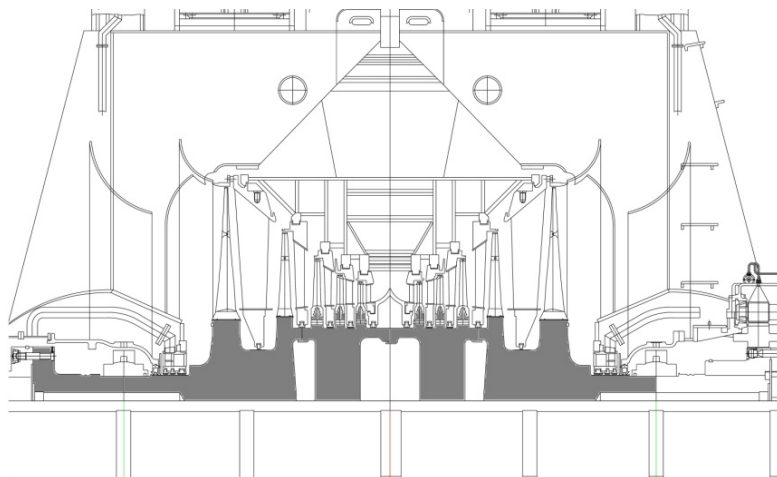


Рис. 4 – Сварной ротор НД турбины К-325-23,5 АО «Турбоатом»

В настоящее время кованные диски для сварных роторы АО «Турбоатом» преимущественно изготавливаются из сталей 25Х2НМФА, 20ХН2МФА [3], которые обладают высокими прочностными и пластическими свойствами, хорошей свариваемостью и низкой критической температурой хрупкости. Ранее для сварных роторов использовались стали 34ХМ и 32ХМ1А [3].

Комбинированные сварные роторы из различных марок сталей

В деятельности АО «Турбоатом», начиная с 2005 г., большое внимание уделялось вопросам изготовления комбинированных («композитных») сварных роторов из различных легированных конструкционных сталей. Предлагалось применить в цилиндрах среднего давления турбин нового поколения мощностью 325 МВт вместо устаревших комбинированных роторов с насадными дисками современные комбинированные сварные роторы из различных марок сталей, имеющих преимущества перед первыми. Для роторной части среднего давления, работающей в высокотемпературном режиме, использовалась сталь ЭИ-415 (20Х3МВФА) [1], а для роторной части низкого давления, работающей в низкотемпературном режиме, использовалась сталь 25Х2НМФА [3].

Для решения поставленной задачи выполнен комплекс опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ по выбору рациональных

форм отдельных дисков и места расположения кольцевых перемычек для обеспечения допустимого уровня напряжений, определяемого требованиями проектирования сварных роторов. Исследования напряженно-деформированного состояния проводились для нескольких вариантов новой конструкции ротора с использованием программного обеспечения, разработанного в ИПМаш НАН Украины и основанном на методе конечных элементов.

При проектировании рассмотрены конструктивные варианты с одним и двумя сварными швами (рис. 5а, б), сравнение по прочности которых показало предпочтительность варианта с двумя сварными швами.

Как и в случае сварных роторов низкого давления, наибольшие напряжения в комбинированном «композитном» роторе возникают от действия центробежных сил [4]. В расчете также учитывалось действие нагрузки от центробежных сил рабочих лопаток и температурное поле в роторе на стационарном режиме работы турбины К-352-23,5 нового поколения.

Уровень эквивалентных напряжений части низкого давления ротора оказался невысоким и находился в пределах 380 МПа с учетом концентрации напряжений, а средние значения по сечению ротора составляли порядка 250 МПа (рис. 7).

Причиной этого является отсутствие центрального отверстия в поковках, из которых собирается ротор.

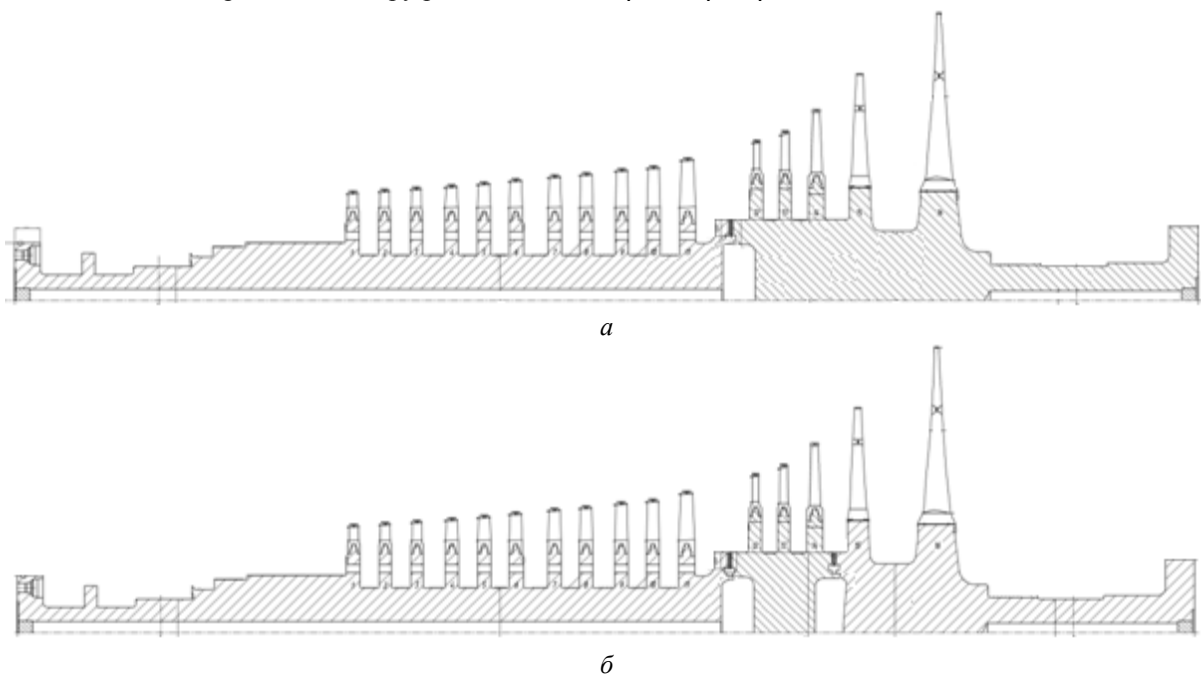


Рис. 5 – Эскиз комбинированного «композитного» ротора:
а – с одним сварным швом; б – с двумя сварными швами

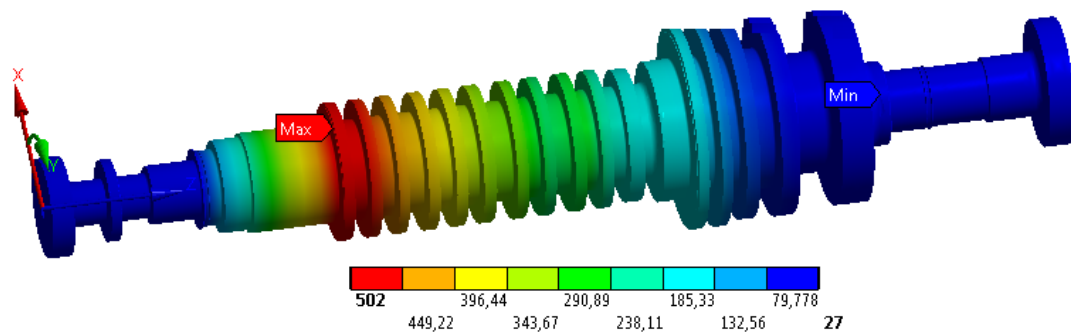


Рис. 6 – Распределение температуры по комбинированному «композитному» ротору на стационарном режиме работы

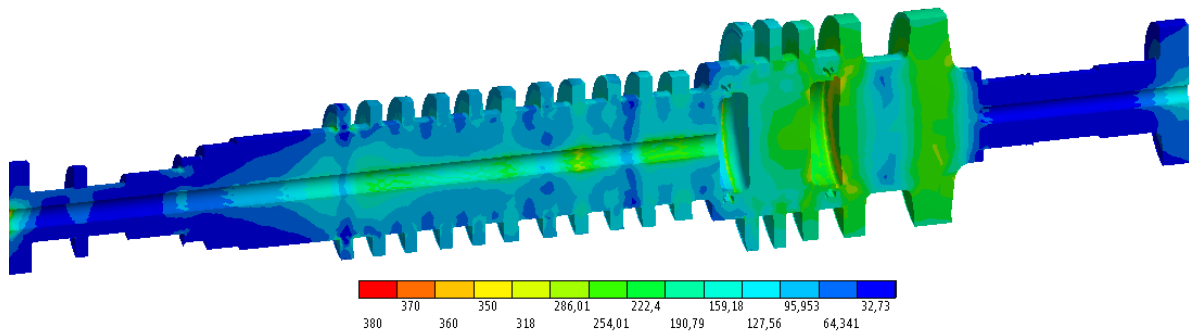


Рис. 7 – Распределение эквивалентных напряжений в продольном сечении комбинированного «композитного» ротора

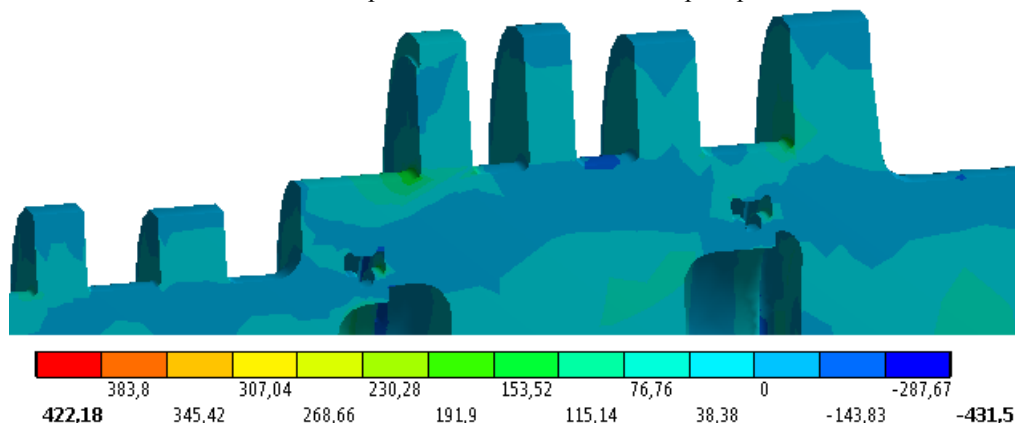


Рис. 8 – Распределение осевых напряжений в продольном сечении комбинированного «композитного» ротора

Помимо постоянных напряжений, вызванных действием центробежных сил (ЦБС) и температурных деформаций, в роторе при вращении под действием веса возникают переменные напряжения изгиба. Циклические напряжения невелики, но в сочетании с растягивающими напряжениями от ЦБС в корне сварных швов могут привести к усталостному росту возможных дефектов. Для предотвращения этого были проведены опытно-конструкторские работы по изменению конструкции ротора, в результате которых удалось добиться изменения вида напряженного состояния в корне сварных швов, сменив растягивающие напряжения от ЦБС сжимающими. Сжимающие напряжения от ЦБС составляли 8...40 МПа и пре-

высили по абсолютной величине знакопеременные напряжения от весовых нагрузок. Суммарные напряжения сжатия препятствуют раскрытию дефектов и тормозят их развитие (рис. 8).

Напряжения скручивания $\tau_{срз}$ при электрических нарушениях, в частности при коротких замыканиях генератора или неправильной синхронизации, приводят к высоким напряжениям в шейках ротора, фланцевых соединениях и сварных швах. В табл. 1 представлены результаты расчета комбинированного «композитного» ротора в составе валопровода турбины К-325-23,5 при наиболее опасном двухфазном коротком замыкании в генераторе.

Таблица 1 – Напряжения в «композитном» роторе при двухфазном коротком замыкании генератора

Назв.	Шейка ротора		Сварной шов	
	Сторона регулятора	Сторона генератора	Сторона регулятора	Сторона генератора
$\tau_{срз}$, МПа	24,3	56,4	12,0	33,4

Таблица 2 – Критические частоты вращения (об/мин) валопровода турбины К-325-23,5 с «композитным» ротором

Податливость опор, мкм/тс	Ротор			
	ВД	СНД	НД	Генератор
0 (жесткие опоры)	2580	1815	4395	1435
4	2290	1625	2865	1240

Из данных расчета видно, что уровень скручивающих напряжений на ответственных участках ротора достаточно низкий и не превышает 60 МПа.

Особое внимание при проектировании ротора паровой турбины уделяется расчету критических частот вращения, по результатам которого определяются геометрические параметры вала ротора и обеспечивается достаточное удаление рабочей частоты вращения от критического значения.

Данные расчетов критических частот валопровода турбины К-325-23,5 с комбинированным «композитным» ротором, представленные в табл. 2, подтверждают достаточную их удаленность от рабочей частоты вращения.

Для оценки влияния сварочных работ на показатели прочности сварного соединения, выпол-

нен комплекс исследований по выбору вида разделки сварного шва, сварочных материалов, технологии сварки и режимов термообработки после сварки для снятия остаточных напряжений [6]. Исследовалась усталостная прочность, статическая прочность при растяжении и изгибе, ударная вязкость и твердость образцов сварного соединения.

Усталостные испытания проводились на сварных образцах с различным исполнением сварных швов (тип разделки), вырезанных из сварных швов концевых частей натурной модели ротора.

Детали натурной модели ротора представляли собой цилиндрические кольца из сталей 25Х2НМФА и ЭИ-415 с наружным диаметром 800 мм и толщиной стенки у свариваемых кромок 105 мм. Данные химического состава роторных сталей, из которых были изготовлены кольца, полученные спектральным анализом, представлены табл. 3.

Испытания металла сварного соединения на растяжение проводилось на цилиндрических образцах при температуре 20 °С (ГОСТ 1497-73, тип III образец № 4) и 350 °С (ГОСТ 9651-73, тип 2к).

Образцы изготавливались цельными из темплетов, при этом ось шва была расположена посередине рабочей зоны (рис. 9).

Результаты испытаний представлены в табл. 4 и сопоставлены с требованиями к металлу комбинированных сварных соединений и к металлу шва. Установлено, что механические характеристики комбинированного сварного соединения полностью соответствуют предъявляемым требованиям.

Таблица 3 – Химический состав роторных сталей в композитном сварном соединении

Марка	Массовая доля элементов, %										
	C	Si	Mn	S	P	Cu	Ni	Cr	Mo	V	W
25Х2НМФА по ТУ 108-995-81	0,23-0,27	0,17-0,35	0,40-0,70	≤0,015	≤0,015	≤0,25	1,30-1,60	1,80-2,20	0,40-0,60	≤0,05	–
25Х2НМФА (фактически)	0,26	0,217	0,50	0,005	0,003	0,07	1,42	2,06	0,50	0,044	–
20Х3МВФА по ТУ 108-1029-81	0,17-0,24	≤0,40	0,25-0,60	≤0,022	≤0,025	≤0,25	≤0,50	2,40-3,30	0,35-0,55	0,45-0,70	0,30-0,50
20Х3МВФА (фактически)	0,23	0,059	0,35	0,005	0,001	0,13	0,38	2,71	0,41	0,50	0,28

Таблица 4 – Механические характеристики по результатам испытаний металла контрольного сварного соединения сталей 25Х2НМФА+ЭИ415 на статическое растяжение при температуре 20 °С и 350 °С

№ п/п	Объект исследования	Механические характеристики при температуре, °С							
		20				350			
		σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ_5 , %	Ψ , %	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ_5 , %	Ψ , %
1	Металл шва	698,8	558,4	21,7	65,7	631,2	472,2	22,2	60,5
2	Металл сварного соединения	702,2	–	–	60,4	603,6	–	–	67,8
3	Требование	≥590	≥470	≥14	≥40	≥530	≥400	≥14	≥40

Для испытаний сварного соединения на статический изгиб (на загиб) применялись образцы (тип ХХVIII, ГОСТ 6996-66) прямоугольного сечения (размеры сечения: высота×ширина 10×20 мм), в которых ось шва была расположена посередине длины образца (рис. 10).

В ходе испытаний трех образцов (тип ХХVIII, ГОСТ 6996-66) металла сварного соединения на статический изгиб во всех случаях угол загиба составил 180° без образования повреждений. Полученные данные свидетельствуют о высокой прочности в сочетании со способностью к значи-

тельной пластической деформации металла шва и зоны термического влияния в контрольном сварном соединении сталей 25Х2НМФА+ЭИ415.

Величины ударной вязкости (KCV) металла шва, сварного соединения и металла зоны термического влияния определялись при испытаниях на ударный изгиб образцов Шарпи (ГОСТ 6996-66, тип IX) (рис. 11), результаты которых приведены в табл. 5.

Таблица 5 – Ударная вязкость KCV (Дж/см²) металла контрольного сварного соединения сталей 25Х2НМФА+ЭИ415 при испытаниях на ударный изгиб и температуре 20 °С и 350 °С

Объект исследования	20 °С	350 °С
Металл шва	99,9	194,5
Сварное соединение (надрез по линии сплавления со сталью ЭИ415)	82,8	121,3
Сварное соединение (надрез по линии сплавления со сталью 25Х2НМФА)	97,6	130,8
Металл зоны термического влияния на стали ЭИ415	69,9	186,8
Металл зоны термического влияния на стали 25Х2НМФА	283,2	190,1
Требование	≥59	≥59

Испытания на ударный изгиб позволили установить, что значения ударной вязкости KCV металла всех участков комбинированного сварного соединения сталей 25Х2НМФА+ЭИ415 полностью соответствуют предъявляемым требованиям как при комнатной (20 °С), так и при повышенной температуре (350 °С).

Для измерения твердости металла различных участков комбинированного сварного соединения 25Х2НМФА+ЭИ415, показанных на рис. 12, использовался метод и прибор Виккерса (ГОСТ 2999-75) при нагрузке 50 Н. Были определены распределения твердости в направлении от шва к основному металлу, графики которых представлены на рис. 13.

Приведенные данные замеров (рис. 13) твердости показывают, что распределение твердости в основном металле на расстоянии 5 мм и далее от линии сплавления достаточно близки на всех уровнях по высоте шва. На всех графиках наблюдаются «провалы» твердости с минимумом на расстояниях 3...4 мм от линий сплавления.

Таким образом, полученные распределения твердости металла комбинированного сварного соединения хорошо согласуются с данными воздействия на сталь термических циклов многопроходной сварки, влияния высокотемпературного отпуска после сварки на свойства металла сварных соединений с учетом системы легирования и теплоустойчивости свариваемых сталей, а также коррелируют с результатами представленных механических испытаний.

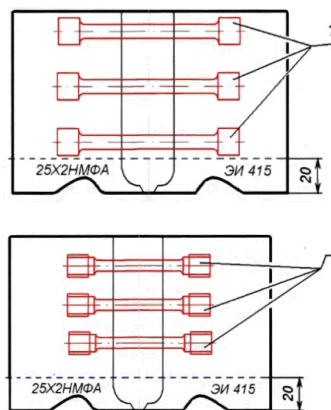


Рис. 9 – Схема вырезки образцов для испытания на растяжение металла контрольного сварного соединения сталей 25Х2НМФА+ЭИ415:

- 1 – образцы типа III по ГОСТ 1497-73;
2 – образцы типа 2k по ГОСТ 9651-73

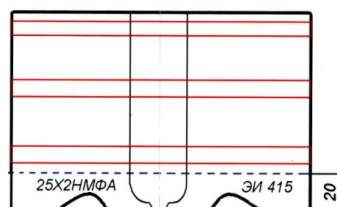


Рис. 10 – Схема вырезки образцов для испытания металла сварного соединения на статический изгиб

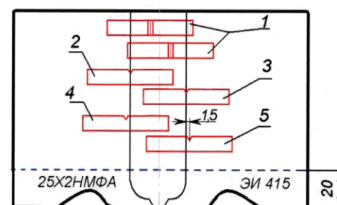


Рис. 11 – Схема вырезки образцов типа IX по ГОСТ 6996-66:

- 1 – образцы для определения величины KCV металла шва;
2, 3 – образцы для определения KCV металла сварного соединения шва со сталями 25Х2НМФА и ЭИ415;
4, 5 – образцы для определения KCV металла ЗТВ на сталях 25Х2НМФА и ЭИ415

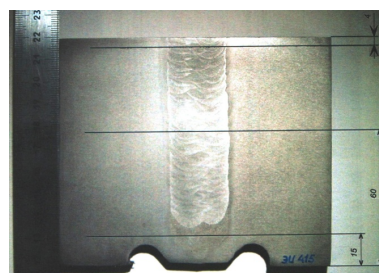
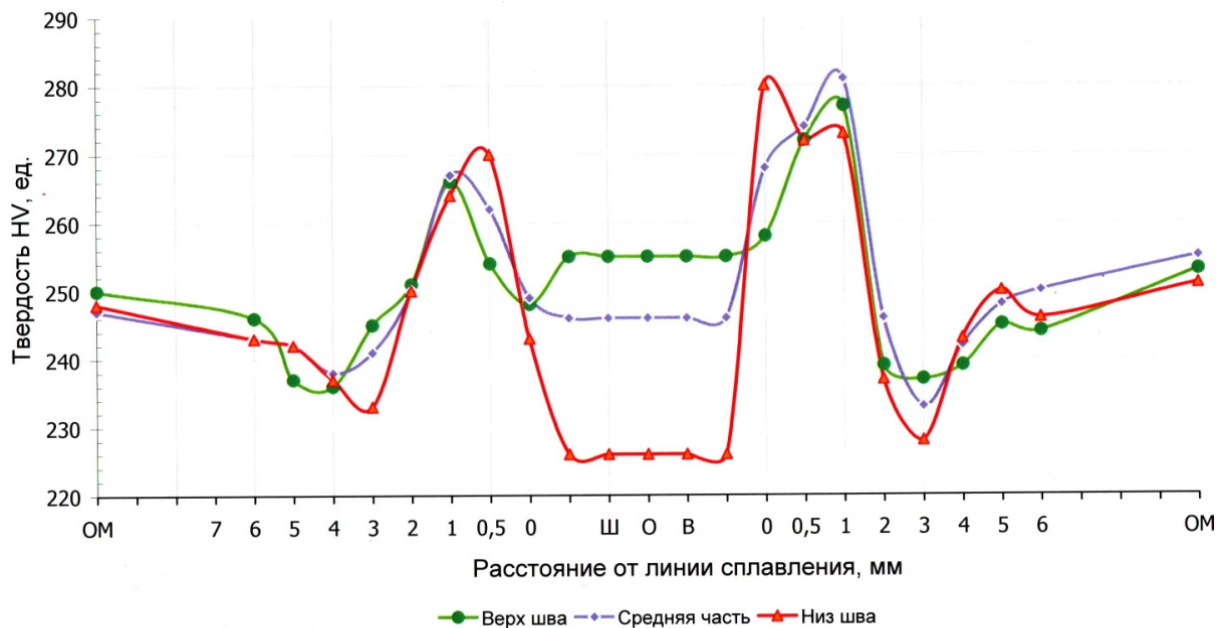


Рис. 12 – Уровни измерения твердости металла комбинированного сварного соединения по высоте шва



Отсчет влево от шва для стали 25X2НМФА, вправо – для стали ЭИ 415

Рис. 13 – Распределение твердости в металле комбинированного сварного соединения 25X2НМФА+ЭИ415



Рис. 14 – Комбинированный «композитный» ротор в цехе АО «Турбоатом»

После перехода на производство «композитных» роторов, выполненных из различных марок сталей, в АО «Турбоатом» в течение последних пяти лет изготовлено пять таких роторов (рис. 14). При производстве и эксплуатации подтвердились преимущества сварно-кованых «композитных» роторов. В частности, при балансировке роторов, трудоемкость и стоимость которой велика, требуется выполнение вдвое меньшего числа пусковых операций. Комбинированный «композитный» ротор обладает лучшей динамикой, что проявляется при наборе оборотов, при переходе через критические частоты вращения. На номинальных оборотах

ротор ведет себя более устойчиво и отмечается более плавный ход при его работе.

Выводы

Проведен сравнительный анализ динамических и прочностных характеристик роторов различной конструкции, производимых в АО «Турбоатом», которые определяют надежность их эксплуатации. Обоснованы преимущества комбинированных «композитных» роторов, подтвержденные научно-техническими исследованиями, проведенными АО «Турбоатом» совместно с ИП-

Маш НАН України та ІЕС ім. Е. О. Патона. Результатом науково-технічного співробітництва є розробка зварного комбінованого ротора середнього тиску з різних матеріалів для турбіни нового покоління К-325-23,5.

Новий ротор відрізняється технологічністю виготовлення, вільний від недоліків, притаманних роторам з насадними дисками, і має ряд переваг по міцнісним показателям і динаміці ходу. При проведенні дорожніх балансирних робіт потрібно виконувати вдвічі менше пускових операцій. Комбінований «композитний» ротор має кращу динаміку при наборі оборотів і при переході через критичні частоти обертання, а на номінальних оборотах більш стійкий і має більш плавний хід роботи.

Список літератури

1. *TU 108.1029-81. Заготовки валів і роторів парових турбін. Технічні умови.* Затверджено начальником управління металургії і металургічного виробництва Міністерства В. П. Кучумовим. Вступив в дію: з 01.08.1981. Зміни: 1/82, 2/86, 3/87, 4/87, 5/89, 7/91. 54 с.
2. *TU 108.1028-81. Заготовки дисків парових турбін. Технічні умови.* Затверджено начальником управління металургії і металургічного виробництва Міністерства В. П. Кучумовим. Вступив в дію: з 01.08.1981. Зміни: 1/82. 23 с.
3. *TU 108-995-81. Заготовки елементів зварних роторів. Технічні умови.* Затверджено начальником управління металургії і металургічного виробництва Міністерства В. П. Кучумовим. Вступив в дію: з 01.02.1981. Зміни: 1/82, 2/82, 3/86, 4/86, 5/87, 6/88. 25 с.
4. *Прочність елементів парових турбін.* Під ред. акад. Л. А. Шубенко-Шубина. – Москва: Машинобудування, 1973. 456 с.
5. *Всесоюзний ННІ по нормалізації в машинобудуванні. Розрахунки та випробування на міцність. Методи та алгоритми розрахунку на ЕВМ вільних і примусових коливань багатопролітних роторів на пружо-*

демпферних опорах. Методичні рекомендації МР 220–87. ІПМаш АН УРСР. Москва: ВНИИНАМАШ, 1987. 62 с.

6. Царюк А. К. *Звіт про науково-дослідницьку роботу «Аттестація технології механізованої зварки під флюсом при виготовленні композитного ротора ЦД і при ремонтній зварці пошкоджених на великогабаритному роторі ЦД».* Київ, 2015. 82 с.

References (transliterated)

1. (1981). *TU 108.1029-81. Zagotovki valov i rotorov parovykh turbin. Tekhnicheskiye usloviya* [Billet shaft and rotors of steam turbines. Technical conditions]. Approved the chief of metallurgy and metallurgical production management Minenergomash V. P. Kuchumov. Entered into force: from 08/01/1981. Changes: 1/82, 2/86, 3/87, 4/87, 5/89, 7/91. 54 p.
2. (1981). *TU 108.1028-81. Zagotovki diskov parovykh turbin. Tekhnicheskiye usloviya* [Billets drive steam turbines. Technical conditions]. Approved the chief of metallurgy and metallurgical production management Minenergomash V. P. Kuchumov. Entered into force: from 01/08/1981. Changes: 1/82, 54 p.
3. (1981). *TU 108-995-81. Zagotovki elementov svarykh rotorov. Tekhnicheskiye usloviya* [Billets of elements of welded rotors. Technical conditions]. Approved the chief of metallurgy and metallurgical production management Minenergomash V. P. Kuchumov. Entered into force: from 01/02/1981. Changes: 1/82, 2/82, 3/86, 4/86, 5/87, 6/88, 25 p.
4. (1973). *Prochnost' elementov parovykh turbin* [The strength of the elements of steam turbines]. Under. ed. Acad. L. A. Shubenko-Shubin, Moscow: Mashinostroenie, 456 p.
5. (1987). *All-Union Scientific Research Institute for Normalization in Mechanical Engineering. Calculations and tests of strength. Methods and algorithms for calculating on a computer of free and forced vibrations of multi-span rotors on elastic-damper supports. Methodical recommendations MP 220–87.* IPMash Academy of Sciences of the Ukrainian SSR. Moscow: VNIINMASH, 62 p.
6. Tsaryuk A. K. *Report on the research work. Attestatsiya tekhnologii mekhanizovannoy svarki pod flyusom pri izgotovlenii kompozitnogo rotora CSD i pri remontnoy svarke povrezhdeniy na krupnogabaritnom rotore CND* [Certification of mechanized submerged-arc welding in the manufacture of composite rotor of medium-pressure cylinder and in repair welding damage on large-sized rotor of low-pressure cylinder], Kiev, 82 p.

Поступила (received) 20.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гришин Микола Миколайович (Гришин Николай Николаевич, Hryshyn Mykola) – кандидат технічних наук, перший заступник головного конструктора парових турбін, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Зайцев Борис Пилипович (Зайцев Борис Филиппович, Zaytsev Borys) – доктор технічних наук, провідний науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна, e-mail: b.zajtsev@gmail.com.

Пальков Ігор Андрійович (Пальков Игорь Андреевич, Palkov Ihor) – заступник начальника конструкторського відділу теплових розрахунків та розрахунків на міцність, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна; e-mail: igorpalkov@i.ua.

Кантор Олександр Геннадійович (Кантор Александр Геннадиевич, Kantor Oleksandr) – начальник технологічного бюро з розвитку зварювального виробництва, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua

Пащенко Юрій Григорович (Пащенко Юрий Григорьевич, Paschenko Yuriy) – заступник головного інженера – головний технолог, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

A. YEFIMOV, YU. ROMASHOV, V. KAVERTSEV

**ESTIMATING WORKABILITY OF STEAM BOILERS SUPERHEATERS
CONSIDERING WITH THE HIGH-TEMPERATURE CREEP
AND UNIFORM CHEMICAL CORROSION**

It is proposed theoretical estimating workability of steam boilers superheaters on the base of considering the influence of a high-temperature uniform chemical corrosion on of a high-temperature creep of superheater pipes on account of stresses redistributions the pipes walls due to their thickness decreasing. The high-temperature uniform chemical corrosion is presented by the well-known time and temperature dependences of the height of damaged material. The high-temperature creep is considered using the well-known incremental-type theory taking into account the Cachanov-Rabotnov scalar damage parameter. It is proposed the mathematical model of state of superheaters pipes in the form of initial-boundary-value problem in the domain with the moving boundary. The differential equations, initial and boundary conditions of that problem are corresponded to the well-known in the theory of high-temperature creep. Moving of the boundary is corresponded to the well-known time dependence of the height of damaged material due to the high-temperature uniform chemical corrosion. Although, the used theory of creep and the used regularities of uniform corrosion are well-known separately, considering the influence of uniform corrosion on the creep is the complicated problem due to the moving boundary in the corresponded initial-boundary-value problem. It is shown, that the spatial variable replacement allows to reduce the proposed initial-boundary-value problem with the moving boundary to the initial-boundary-value problem with the fixed normed boundary, that allows to simplify numerical solving of the considered problem. The method of lines is discussed for solving the initial-boundary-value problem, representing the mathematical model of the state of pipes of superheaters.

Key words: superheater, steam boiler, pipe, life time, uniform corrosion, high-temperature creep, damage parameter, initial-boundary-value problem, moving boundary, method of lines.

**О. В. ЄФІМОВ, Ю. В. РОМАШОВ, В. Л. КАВЕРЦЕВ
ОЦІНКА ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПАРОПЕРЕГРІВАЧІВ ПАРОВИХ КОТЛІВ
З УРАХУВАННЯМ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ПОВЗУЧОСТІ
І РІВНОМІРНОЇ ХІМІЧНОЇ КОРРОЗІИ**

Пропонується теоретична оцінка працездатності пароперегрівачів парових котлів на основі врахування впливу високотемпературної рівномірної хімічної корозії на високотемпературну повзучість труб пароперегрівача через перерозподіл напружень стінок труб через зменшення їх товщини. Запропоновано математичну модель стану труб пароперегрівачів у вигляді початково-крайової задачі з рухомою границею. Показано, що заміна просторової змінної дозволяє звести запропоновану початково-крайову задачу з рухомою границею до початково-крайової задачі з фіксованою границею, що дозволяє спростити чисельне рішення даної задачі.

Ключові слова: пароперегрівач, паровий котел, труба, ресурс, рівномірна корозія, високотемпературна повзучість, параметр пошкоджуваності, початково-крайова задача, рухома границя, метод прямих.

**А. В. ЕФИМОВ, Ю. В. РОМАШОВ, В. Л. КАВЕРЦЕВ
ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ ПАРОВЫХ КОТЛОВ
С УЧЕТОМ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПОЛЗУЧЕСТИ
И РАВНОМЕРНОЙ ХИМИЧЕСКОЙ КОРРОЗИИ**

Предлагается теоретическая оценка работоспособности пароперегревателей паровых котлов на основе учета влияния высокотемпературной равномерной химической коррозии на высокотемпературную ползучесть труб пароперегревателя из-за перераспределения напряжений стенок труб из-за уменьшения их толщины. Предложена математическая модель состояния труб пароперегревателей в виде начально-краевой задачи в области с подвижной границей. Показано, что замена пространственной переменной позволяет свести предложенную начально-краевую задачу с подвижной границей к начально-краевой задаче с фиксированной нормированной границей, что позволяет упростить численное решение рассматриваемой задачи.

Ключевые слова: пароперегреватель, паровой котел, труба, ресурс, равномерная коррозия, высокотемпературная ползучесть, параметр повреждаемости, начально-краевая задача, подвижная граница, метод прямых.

Introduction

It is well-known, that workability of the steam superheaters of boilers is significantly limited on account of the most complicated operating conditions due to the highest internal pressures and temperatures firstly.

The heat exchanges pipes are the principal parts of the steam superheaters of boilers [1]. These pipes of the superheater are located in the flow of high-temperature combustion gaseous products and the water vapour is heated while it moving inside that pipes. The highest pressures of the water vapour and

temperatures of this vapour and combustion products, heating the vapour, lead to the damages due to the creep of pipes of steam superheaters. Besides, and the highest chemical reactivity of the combustion products, heating the pipes, leads to the significant damages due to the corrosion of steam superheaters of boilers. Thus, workability of steam superheaters of boilers is the one of principal problem in thermal power industry and engineering. Due to these circumstances, there are a lot of publications, connecting with workability of steam superheaters of boilers [2–4], which make actual the theme of this article, which deals with superheater workability too.

© A. Yefimov, Yu. Romashov, V. Kavertsev, 2019

Purposes of the article

The high-temperature creep and uniform chemical corrosion in combustion products and their influences on limiting the workability of steam superheaters of boilers are relatively fully researched separately each other as wrote in [5, 6] for example. At the same time, the high-temperature creep and the uniform corrosion are presented simultaneously during superheaters operating, and the workability assessments considering separately the creep only and the corrosion only can be noticeable different from the actual workability of steam superheaters. Really, the uniform corrosion leads to decreasing the thickness of the wall of pipes of steam superheaters, and as the results of this it lead to the increasing of the internal mechanical stresses as clearly understood from well-known fundamentals of the strength of materials and the theory of elasticity [7, 8]. At the same time, the rate of creep is significantly depended on the mechanical stresses at the given temperature and due to the nonlinear dependence between the rate of creep and the stress the relative small increasing of the stress can lead to noticeable increasing the rate of the creep [9, 10]. Thus, the uniform corrosion can noticeably accelerate the rate of the creep in account of the stresses increasing due to the thickness decreasing of the wall of superheaters pipes and it is necessary to have the assessments for magnitudes of that acceleration and their influences on workability of superheaters. Thus, the purpose of this article is developing the approaches to estimating workability of the steam superheaters of boilers considering with influencing the uniform high-temperature chemical corrosion on the damaging due to the high-temperature creep of superheaters pipes.

Mathematical model of superheater's pipes, considering the creep and uniform corrosion

The typical steam superheater of a boiler is a lot of heat exchanging pipes, which are hanged in the boiler's gas flue, so that the heated steam is moved inside these pipes, but the heating combustion gaseous products are moved on the outside these pipes, as shown on the fig. 1-a.

The average length l of the straight fragment of the pipes is significantly greater than the transverse sizes, limited by the external radius of the pipes. Due this circumstance the states of the pipers are almost similar at the cross-sections far from the edges of the pipes. Thus, to define the state of the pipe at the central cross-sections it is possible to use the well-known assumptions of the plane problem, widely used in theory of elasticity and in the theory of creep to simplify the problems [7, 9], and to consider further the state of only the central cross-section (fig. 1-b) of the pipe of a superheater.

It is naturally to assume that the pressure p of the heated steam, moving inside the pipe, is similar in

all circumferential directions (fig. 1-b). Corresponding with purposes of this article, it is suitable to neglect the all circumferential distributions of the state of the pipe, because it will allow to simplify significantly the mathematical formulation of the problem without losing the opportunities for researching.

The high-temperature creep will be considered further on the base of the incremental-type creep theory with the Cachanov-Rabotnov scalar damage parameter, which allowing to define the rupture time of the pipe, limiting the workability of a superheater.

Results of the high-temperature uniform chemical corrosion will be imagined as decreasing the external radius of the pipe on the magnitude [11]:

$$\kappa(t; T) = C(T) \cdot t^{D(T)}, \quad (1)$$

where κ is the depth of corrosion-damaged layer on main metal (fig. 1-b); t is the time and T is the temperature; $C(T)$ and $D(T)$ are the functions, corresponded to the given structural material of the combustion products of the given fuel, which can be estimated as the results of experimental researching [11].

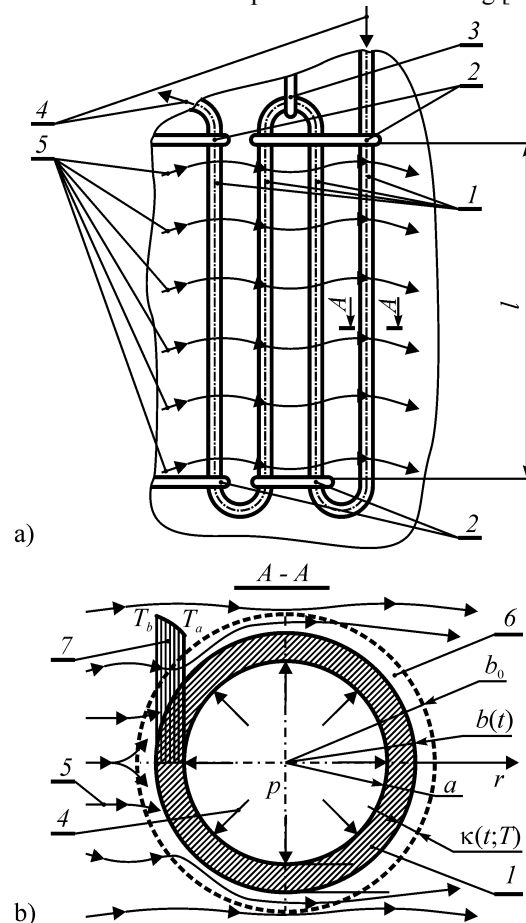


Fig. 1 – The fragment of a typical superheater (a) and the cross-section (b) of its pipe:

- 1 – pipes; 2 – fixing parts; 3 – suspension rod;
- 4 – moving steam; 5 – moving combustion products;
- 6 – corrosion damaged layer;
- 7 – diagram of the temperature in the pipe's wall

The uniform corrosion of the pipe of superheaters from the steam side is neglected, so that the internal radius a of the pipe is the constant (see fig. 1-b). At the same time, the external radius of the pipe is changed during the operating time, and this changing can be represented using the relation (1) in the form:

$$b(t) = b_0 - \kappa(t; T_b), \quad (2)$$

where $b(t)$ is the external radius of the pipe at the time moment t , but b_0 is the external radius of the pipe at the time moment $t = 0$; T_b is the temperature of the pipe at its external radius (see fig. 1-b).

The temperature field in the wall of the pipe can be chose corresponding to the solution of stationary heat conduction in the axial-symmetrical cylinder considering the relation (2) in this solution as:

$$T(r, t) = T_b - (T_b - T_a) \frac{\ln(r/b(t))}{\ln(a/b(t))}, \quad (3)$$

where T_a is the temperature of the pipe at its internal radius (see fig. 1-b).

Magnitudes T_a and T_b of the temperatures at the internal and external surfaces of the pipe of the superheater can be estimated from heat transfer analysis in the steam boiler independently from the pipe workability researching.

Considering the noted above assumptions, the mathematical model of the state of the pipe of a steam superheater of a boiler is proposed as follows:

$$-\frac{1}{E}\sigma_r + \frac{\nu}{E}\sigma_\theta + \frac{\partial u}{\partial r} = \alpha(T(r, t) - T_0) + c_r - \frac{\nu}{E}\sigma_z, \quad (4)$$

$$\frac{\nu}{E}\sigma_r - \frac{1}{E}\sigma_\theta + \frac{u}{r} = \alpha(T(r, t) - T_0) + c_\theta - \frac{\nu}{E}\sigma_z,$$

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0, \quad (4)$$

$$\sigma_r|_{r=a} = -p, \sigma_r|_{r=b(t)} = 0, \quad (5)$$

$$\frac{\partial c_r}{\partial t} = \frac{f_c(\omega, \sigma_{eq}; T(r, t))}{2\sigma_{eq}} (2\sigma_r - \sigma_\theta - \sigma_z),$$

$$\frac{\partial c_\theta}{\partial t} = \frac{f_c(\omega, \sigma_{eq}; T(r, t))}{2\sigma_{eq}} (2\sigma_\theta - \sigma_r - \sigma_z),$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = f_\omega(\omega, \sigma_{eq}; T(r, t)), \quad (6)$$

$$c_r|_{t=0} = 0, c_\theta|_{t=0} = 0, \omega|_{t=0} = 0, \quad (7)$$

$$a \leq r \leq b(t), \quad (8)$$

where r is the radial coordinate (see fig. 1-b); E , ν and α are the average in corresponding temperature interval magnitudes of the Young's module, Poisson's ratio and the thermal expansion of the structural material of the pipe; σ_r , σ_θ and

$$\sigma_z = p \frac{a^2}{b^2(t) - a^2}$$

are the radial, circumferential and axial stresses in the pipe; u is the radial displacement of the pipe;

$T_0 = 293\text{K}$ is the temperature of the naturally unloaded state; c_r and c_θ are the radial and circumferential creep deformations of the pipe; ω is the Cachanov-Rabotnov damage parameter;

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2}$$

is the equivalent stress; $f_c(\omega, \sigma_{eq}; T)$ is the creep equivalent deformation velocity and $f_\omega(\omega, \sigma_{eq}; T)$ is the damage parameter velocity, which all can be established for the given structural material using creep and long-term strength curves at given temperatures.

Differential equations (4) and boundary conditions (5) represent the mathematical model of the stress-strain state of the pipe for the given temperature and the given creep deformations. Differential equations (6) and initial conditions (5) represent the mathematical model of growth the creep deformations and the permanent damages in the pipe. The relation (8) defines the domain of the pipe cross-section with the moving external surface. The influence of the uniform corrosion on the creep and damages the pipe is presented in mathematical formulation (4)–(8) through the time depended external radius (2) of the pipe, which is defined using the model of uniform corrosion in the form (1).

Numerical analysis the state of the pipe considering the creep and the uniform corrosion

The most main difficulties in solving the initial-boundary-value problem (4)–(7) are due to the moving boundary (8). Really, for the fixed boundary, when the external radius is not depends on the time and is the given constant, it is possible to solve the problem (4)–(7) of the theory of creep by using the Galerkin's method [12] or by the more effective method of lines [13], because the equations (4), (6) can be discretized once for the given fixed domain and this discretization can be used further during integrating on the time as wrote in [12, 13]. In the case of the moving boundary (8), the equations (4), (6) at some moment of the time are defined in the current domain, corresponded to the moving boundary at that same moment of the time. Thus, during integrating on the time it is necessary to rebuild discretization of the equations (4) and (6) for each current moment of the time.

For solving the initial-boundary-value problem (4)–(7) with the moving boundary (8) it is suitable to use the variable replacement:

$$\rho = \frac{r - a}{b(t) - a}. \quad (9)$$

where ρ is the new spatial variable for further using instead the radial coordinate r .

As follows from the double inequalities (8), defining the domain with the moving boundary, considering the definition (9) the introduced new spatial variable is changed in the constant limits:

$$0 \leq \rho \leq 1, \quad (10)$$

where $\rho = 0$ and $\rho = 1$ are the values, corresponding to the internal and external side-surfaces of the pipe of a steam superheater.

Using the definition (9) of the new spatial variable, it is possible to represent the radial coordinate as

$$r = a(1 - \rho) + \rho b(t). \quad (11)$$

Relations (9) and (11) allow to reduce the equations (4) with the boundary conditions (5) as well as the equations (6) to the form

$$-\frac{1}{E}\sigma_r + \frac{\nu}{E}\sigma_\theta + \frac{1}{b(t)-a}\frac{\partial u}{\partial \rho} =$$

$$= \alpha(T(\rho, t) - T_0) + c_r - \frac{\nu}{E}\sigma_z,$$

$$\frac{\nu}{E}\sigma_r - \frac{1}{E}\sigma_\theta + \frac{u}{a(1-\rho) + \rho b(t)} =$$

$$= \alpha(T(\rho, t) - T_0) + c_\theta - \frac{\nu}{E}\sigma_z,$$

$$\frac{1}{b(t)-a}\frac{\partial \sigma_r}{\partial \rho} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{a(1-\rho) + \rho b(t)} = 0, \quad (12)$$

$$\sigma_r|_{\rho=0} = -p, \quad \sigma_r|_{\rho=1} = 0. \quad (13)$$

$$\frac{\partial c_r}{\partial t} = \frac{f_c(\omega, \sigma_{eq}; T(\rho, t))}{2\sigma_{eq}}(2\sigma_r - \sigma_\theta - \sigma_z),$$

$$\frac{\partial c_\theta}{\partial t} = \frac{f_c(\omega, \sigma_{eq}; T(\rho, t))}{2\sigma_{eq}}(2\sigma_\theta - \sigma_r - \sigma_z),$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = f_\omega(\omega, \sigma_{eq}; T(\rho, t)). \quad (14)$$

Thus, the initial-boundary-value problem (4)–(7) with the moving boundary (8) is reduced to the initial-boundary-value problem (12)–(14) (7) in the domain (10) with the fixed boundaries, but the equations (12) have the time dependent coefficients instead the constant coefficients in the equations (4).

For solving the initial-boundary-value problem (12)–(14), (7) it is advisable to use the method of lines, as wrote in [13, 14]. To represent this approach it is suitable to represent the initial-boundary-value problem (12)–(14), (7) using the operator form:

$$\mathbf{A}^{(1)}(\rho, t, \mathbf{u}^{(1)}) + \mathbf{A}^{(2)}(\mathbf{u}^{(2)}) = \mathbf{f}^{(1)}(\rho, t), \quad (15)$$

$$\mathbf{B}_0^{(1)}(t, \mathbf{u}^{(1)}) = \mathbf{p}_0^{(1)}, \quad \mathbf{B}_1^{(1)}(t, \mathbf{u}^{(1)}) = \mathbf{p}_1^{(1)}, \quad (16)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}^{(2)}}{\partial t} = \mathbf{f}^{(2)}(\rho, t, \mathbf{u}^{(2)}; \mathbf{u}^{(1)}), \quad (17)$$

$$\mathbf{u}^{(2)}|_{t=0} = 0, \quad (18)$$

where $\mathbf{u}^{(1)}$ is the vector, including the stresses and displacement; $\mathbf{u}^{(2)}$ is the vector, including the creep deformations and the Cachanov-Rabotnov damage parameter; $\mathbf{A}^{(1)}(\rho, t, \bullet)$, $\mathbf{A}^{(2)}(\bullet)$ and $\mathbf{f}^{(1)}(\rho, t)$ are the operators and the vector-function, representing the equations (12) at the points $0 < \rho < 1$; $\mathbf{B}_0^{(1)}(t, \bullet)$ and

$\mathbf{p}_0^{(1)}$ are the operator and the vector, representing some of the equations (12) and the boundary conditions (13) at the point $\rho = 0$; $\mathbf{B}_1^{(1)}(t, \bullet)$ and $\mathbf{p}_1^{(1)}$ are the operator and the vector, representing some of the equations (12) and the boundary conditions (13) at the point $\rho = 1$; $\mathbf{f}^{(2)}(\rho, t, \bullet, \bullet)$ is the vector-function of vector two vector arguments, representing the equations (14) at the points $0 \leq \rho \leq 1$.

Following the method of lines, instead the vectors $\mathbf{u}^{(1)}$ and $\mathbf{u}^{(2)}$ in all points of spatial domain (10) these vectors will be considered in nodes only, representing some finite number of the points of the domain (10). These nodes are had the coordinates:

$$\rho_k = k \cdot \Delta\rho, \quad k = 0, 1, 2, \dots, n, \quad (19)$$

where n is the number of the nodes; $\Delta\rho = 1/n$ is the step of the grid; grid is imagined as the set of all nodes.

The nodal vectors $\mathbf{u}^{(1)}$ and $\mathbf{u}^{(2)}$ at the grid (19) nodes can be represented using the corresponding vectors $\mathbf{u}_n^{(1)}$ and $\mathbf{u}_n^{(2)}$. Using well-known finite differences technique, it is possible to represent the equations (15) considering with the boundary conditions (16) in the terms of the nodal vectors as follows:

$$[\mathbf{A}_n^{(1)}(t)] \cdot \mathbf{u}_n^{(1)} + [\mathbf{A}_n^{(2)}] \cdot \mathbf{u}_n^{(2)} = \mathbf{f}_n^{(1)}(t), \quad (20)$$

where $[\mathbf{A}_n^{(1)}(t)]$ is the some matrix function of the time; $[\mathbf{A}_n^{(2)}]$ is the some matrix; $\mathbf{f}_n^{(1)}(t)$ is the some vector function of the time.

The differential equations (17) with the initial conditions (18)

$$\frac{\partial \mathbf{u}_n^{(2)}}{\partial t} = \mathbf{f}_n^{(2)}(t, \mathbf{u}_n^{(2)}, \mathbf{u}_n^{(1)}, \mathbf{u}_n^{(2)})|_{t=0} = 0, \quad (21)$$

where $\mathbf{f}_n^{(2)}(t, \bullet, \bullet)$ is the some vector function of the time and two vectors.

Using the relation (20), which represents the discretised boundary-value problem (15), (16) for a given vector $\mathbf{u}^{(2)}$, it is possible by solving the corresponding linear equations system to find the following vector function of the time and the vector argument:

$$\mathbf{u}_n^{(1)}(t, \mathbf{u}_n^{(2)}) = [\mathbf{A}_n^{(1)}(t)]^{-1} \cdot (\mathbf{f}_n^{(1)}(t) - [\mathbf{A}_n^{(2)}] \cdot \mathbf{u}_n^{(2)}). \quad (22)$$

The vector function (23) gives the possibilities for excluding the vector $\mathbf{u}_n^{(1)}$ from relations (21) and allows to represent (21) as follows:

$$\frac{\partial \mathbf{u}_n^{(2)}}{\partial t} = \mathbf{f}_n^{(2)}(t, \mathbf{u}_n^{(2)}, \mathbf{u}_n^{(1)}(t, \mathbf{u}_n^{(2)}), \mathbf{u}_n^{(2)})|_{t=0} = 0. \quad (23)$$

Actually, the relations (23) are representing the initial-value problem in the canonical Cauchy form, which can be solved by using any well-known step-by-step numerical methods, including the Runge-Kutta methods [33], but the Merson's method is recommended for numerical solving the problem (22) [12, 13].

Discussing the results about the numerical analysis the state of the pipe of a steam superheater

Reducing the initial-boundary-value problem (4)-(7) with the moving boundary (8) to the initial-boundary-value problem (12)-(14), (7) with the fixed boundary (10) allows to significantly simplify the numerical analysis of the state of pipes of steam superheaters considering with the high-temperature creep and the high-temperature corrosion. These simplifications are due to excluding the necessities to rebuild the grid nodes during the integration on the time, but one of the matrices and the vector in the vector-function (22) are the functions of the time due to the moving boundary. Nevertheless, in proposed approach numerical solving the initial-boundary-value problem with moving boundary is maximal similar to the numerical solving the initial-boundary-value problem with the fixed boundary.

Solving the equation (15) with the boundary conditions (16) can be realized not only the method of lines, but using the Galerkin's method for example. Significantly more time requiring for machine-computing the matrices in the vector-function (22) using the Galerkin's method makes the most suitable the method of lines, especially for solving the initial-boundary-value problems with moving boundaries. The band structure of the matrices from the vector function (23), when the method of lines is used, makes this method suitable also, because it is possible computing with only nonzero elements of the band matrices, which will allow to minimize the computing operations.

The result of the vector-function (22) is actually the solution of the system of the linear equations each time with another matrix, corresponding the considered moment of the time. There are a lot well-known methods for solving the systems of linear equations and it is necessary to choose the most suitable of these methods for the considered problem. The possibilities of multiple using the especially transformed matrix of systems of linear equations for solving the linear equations with different given right vectors but with the same matrix like in the LU-method and the Gauss' s method are not necessary for building the result of vector-function (22), because the different matrices correspond to the different moments of the time. It seems that the iteration methods, like the Seidel's method, are more suitable for building the result of the vector-function (22) when numerically solving the problem (23).

The Cachanov-Rabotnov damage parameter ω , which included in the mathematical model of the state of pipes of a steam surephaters of boilers, considering the high-temperature creep and the uniform corrosion, will allow to define the time t^* of reaching the limiting state of the pipe using the condition:

$$\exists(0 \leq \rho^* \leq 1) \wedge (t^* > 0): \omega(\rho^*, t^*) = 1, \quad (24)$$

where ρ^* is the normed coordinate of the place-point of forming the macroscopic defect.

Solving the initial-boundary-value problem (10), (12)-(14), (7), representing the mathematical model of the state of pipes of a steam surephaters of boilers, considering the high-temperature creep and the uniform corrosion, will allow to estimate the time, corresponding the limiting state of the pipes, and due to it will give the assessment of workability of the superheater.

Conclusions

It is proposed theoretical estimating workability of steam boilers superheaters on the base of considering the influence of a high-temperature uniform chemical corrosion on of a high-temperature creep of superheater pipes on account of stresses redistributions the pipes walls due to their thickness decreasing.

The high-temperature uniform chemical corrosion is presented by the well-known time and temperature dependences of the height of damaged material. The high-temperature creep is considered using the well-known incremental-type theory taking into account the Cachanov-Rabotnov scalar damage parameter. It is proposed the mathematical model of state of superheaters pipes in the form of initial-boundary-value problem in the domain with the moving boundary. The differential equations, initial and boundary conditions of that problem are corresponded to the well-known in the theory of high-temperature creep. Moving of the boundary is corresponded to the well-known time dependence of the height of damaged material due to the high-temperature uniform chemical corrosion.

Although, the used theory of creep and the used regularities of uniform corrosion are well-known separately, considering the influence of uniform corrosion on the creep is the complicated problem due to the moving boundary in the corresponded initial-boundary-value problem. It is shown, that the spatial variable replacement allows to reduce the proposed initial-boundary-value problem with the moving boundary to the initial-boundary-value problem with the fixed normed boundary, that allows to simplify numerical solving of the considered problem. The method of lines is discussed for solving the initial-boundary-value problem, representing the mathematical model of the state of pipes of superheaters.

References (transliterated)

1. Annaratone D. (2008), *Steam Generators Description and Design*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 427 p, ISBN 978-3-540-77714-4.
2. Huang J.-L., Zhou K.-Y., Xu J.-Q., Xu X.-H. and Xie J.-W. (2014), "Failure evaluation of steam-side oxide scales in superheater tubes during unsteady thermal processes: A probabilistic method", *Materials and Corrosion*. vol. 65, is. 12, pp. 1151-1161, <https://doi.org/10.1002/maco.201307338>.
3. Speicher M., Hueggenberg D., Klenk A., Zickler S., Metzger K. (2015), "Materials for Advanced Ultra-Supercritical Fossil-Fuel

- Power Plants: Materials Properties, Microstructure, and Component Behavior", *Energy Technology*, vol. 4, is. 1, pp. 187–192, <https://doi.org/10.1002/ente.201500311>.
4. Movahedi-Rad A., Plasseyed S. S., Attarian M. (2015), "Failure analysis of superheater tube", *Engineering Failure Analysis*, vol. 48, pp. 94–104, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.11.012>
 5. Tibba G. S., Altenbach H. (2016), "Modelling Creep Behaviour of Superheater Materials", *Energy Procedia*, vol. 93, pp. 197–202, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.07.170>.
 6. Abang R., Weiß S., Krautz H. J. (2018), "Impact of increased power plant cycling on the oxidation and corrosion of coal-fired superheater materials", *Fuel*, vol. 220, pp. 521–534, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.02.047>.
 7. Timoshenko S. and Goodier J. N. (1947), *Theory of elasticity*, MCGRAW-HILL BOOK COMPANY, Inc., New York Toronto London, 506 p.
 8. Timoshenko S. (1940), *Strength of Materials. Part II: Advanced theory and problems*, D. VAN NOSTRAND COMPANY, Inc., Toronto New York London, 510 p.
 9. Betten J. (2008), *Creep mechanics*, Springer-Verlag. Berlin Heidelberg, 367 p, ISBN 3-540-23204-4.
 10. Lemaitre J., Desmorat R., (2005), *Engineering damage mechanics. Ductile, creep, fatigue and brittle failures*, Springer. Berlin Heidelberg New York, 394 p, ISBN 3-540-21503-4.
 11. Antikayn P. A. (1977), *Korroziya metalla parogeneratorov* [Corrosion of metal of steam generators], Energiya, Moscow, In Russian, 112 p.
 12. Morachkovskii O. K. and Romashov Yu. V. (2009), "Solving initial-boundary-value creep problems", *International Applied Mechanics*, vol. 45, no. 10, pp. 1061–1070, <https://doi.org/10.1007/s10778-010-0247-y>.
 13. Romashov Yu. and Povolotskii E. (2018), "Analysis of the approaches to the assessment of the working capacity of the shells of fuel elements of nuclear power reactors taking into consideration the creepage", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1287), pp. 63–66, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.10.
 14. Schiesser W. E. (2017), *Method of Lines Analysis of Turing Models*, World Scientific, New Jersey, 254 p, ISBN 9789813226692.
3. Speicher M., Hueggenberg D., Klenk A., Zickler S., Metzger K. Materials for Advanced Ultra-Supercritical Fossil-Fuel Power Plants: Materials Properties, Microstructure, and Component Behavior. *Energy Technology*. 2015. Vol. 4, Is. 1. P. 187–192. <https://doi.org/10.1002/ente.201500311>.
4. Movahedi-Rad A., Plasseyed S. S., Attarian M. Failure analysis of superheater tube. *Engineering Failure Analysis*. 2015. Vol. 48. P. 94–104. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.11.012>
 5. Tibba G. S., Altenbach H. Modelling Creep Behaviour of Superheater Materials. *Energy Procedia*. 2016. Vol. 93. P. 197–202. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.07.170>.
 6. Abang R., Weiß S., Krautz H. J. Impact of increased power plant cycling on the oxidation and corrosion of coal-fired superheater materials. *Fuel*. 2018. Vol. 220. P. 521–534. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.02.047>.
 7. Timoshenko S. and Goodier J. N. *Theory of elasticity*. New York Toronto London: MCGRAW-HILL BOOK COMPANY, Inc., 1947. 506 p.
 8. Timoshenko S. *Strength of Materials. Part II: Advanced theory and problems*. Toronto New York London: D. VAN NOSTRAND COMPANY, Inc., 1940. 510 p.
 9. Betten J. *Creep mechanics*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2008. 367 p. ISBN 3-540-23204-4.
 10. Lemaitre J., Desmorat R. *Engineering damage mechanics. Ductile, creep, fatigue and brittle failures*. Berlin Heidelberg New York: Springer, 2005. 394 p. ISBN 3-540-21503-4.
 11. Антикayн П. А. *Коррозия металла парогенераторов*. Москва: Энергия, 1977. 112 с.
 12. Морачковскій О. К. and Ромашов Ю. В. Solving initial-boundary-value creep problems. *International Applied Mechanics*. 2009. Vol. 45, No. 10. P. 1061–1070. <https://doi.org/10.1007/s10778-010-0247-y>.
 13. Ромашов Ю. В., Поволоцкий Э. В. Анализ подходов к оценке работоспособности оболочек стержневых твэлов энергетических ядерных реакторов с учетом ползучести. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ«ХПІ», 2018. № 11(1287). С. 63–66. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.10.
 14. Schiesser W. E. *Method of Lines Analysis of Turing Models*. New Jersey: World Scientific, 2017. 254 p. ISBN 9789813226692.

References

1. Annaratone D. *Steam Generators Description and Design*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2008. 427 p. ISBN 978-3-540-77714-4.
2. Huang J.-L., Zhou K.-Y., Xu J.-Q., Xu X.-H. and Xie J.-W. Failure evaluation of steam-side oxide scales in superheater

Поступила (received) 13.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Єфімов Олександр Вячеславович (Efimov 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 (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>.

Каверцев Валерій Леонідович (Kavertsev Valerii) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри парогенераторобудування; г. Харків, Україна.

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

РАСЧЕТЫ НА СЕЙСМОСТОЙКОСТЬ БЛОКА УЗЛА ЗАМЕРА РАСХОДА ГАЗА

С помощью разработанной на основе метода конечных элементов расчетной методики проведены исследования сейсмостойкости блока узла замера расхода газа на розжиг факельной системы при сейсмических нагрузках различной интенсивности, которые даются с помощью реальных и синтезированной акселерограмм. Все элементы конструкции моделируются произвольно ориентированными стержнями и сосредоточенными массами с моментами инерции, которые соединяются между собой абсолютно жестко или с помощью упруго-демпферных элементов. Пластинчатые части конструкции моделируются решетками из стержней, учитывающими податливость и инерционные свойства ее элементов. Результаты проведенных исследований показали, что конструкция сейсмостойкая и не будет разрушена при ее эксплуатации.

Ключевые слова: блок узла замера, фундамент, сейсмограмма, напряженно-деформированное состояние, собственные частоты.

П. П. ГОНТАРОВСЬКИЙ, А. О. ГЛЯДЯ, Н. Г. ГАРМАШ

РОЗРАХУНКИ НА СЕЙСМОСТІЙКІСТЬ БЛОКА ВУЗЛА ВИМІРУ ВИТРАТИ ГАЗУ

За допомогою розробленої на основі методу скінчених елементів розрахункової методики проведені дослідження сейсмостійкості блока вузла виміру витрати газу на розпал факельної системи при сейсмічних навантаженнях різної інтенсивності, які задаються за допомогою реальних і синтезованої акселерограм. Елементи конструкції моделюються довільно орієнтованими стержнями й зосередженими масами з моментами інерції, які з'єднуються між собою абсолютно жорстко або за допомогою пружно-демпферних елементів. Пластинчасті частини конструкції моделюються решітками зі стержнів, що враховують податливість і інерційні властивості її елементів. Результати проведених досліджень показали, що конструкція сейсмостійка й не буде зруйнована при її експлуатації.

Ключові слова: блок вузла виміру, фундамент, сейсмограма, напружено-деформований стан, власні частоти.

P. GONTAROVSKIY, A. GLYADYA, N. GARMASH

SEISMIC DESIGN OF THE BOX FOR THE GAS FLOW-RATE METERING UNIT

To study seismic resistance of the box for the metering unit of gas flow-rate required to ignite the flare system we used the calculation methods developed on the basis of the method of finite elements and the software designed to define the mode of deformation and the dynamics of structures for the three-dimensional statement. To construct the simulation model, we took into account all the elements that affect the strength and the efficiency of the real structure during possible earthquakes. Structure elements were simulated using the sets of arbitrary oriented rods and lumped masses with inertia moments and those rods were connected absolutely rigidly with each other and using also elastically damped elements. The rod elements with distributed parameters took into consideration all the types of deformations that occur during the vibrations. The plate components of the structure were simulated using the grids made of the rods taking into consideration the ductility and inertia properties of its elements. Lumped masses in the rod connections were used to take into account the masses of installed equipment, pipelines, etc. The seismic loading was simulated using alternating inertia forces transferred from the ground. The soil ductility was taken into account by the Winkler model. Computations were done for the sand and rock stone ground and for the fine-grained sand. Consideration was given to the seismic forces of a different intensity that are represented by three-component accelerograms. Synthesized and real accelerograms were analyzed. The obtained computation data showed that the structure of the box of the metering unit of gas flow rate is quakeproof and it won't be destroyed during its operation.

Key words: the box of gas metering unit, the foundation, seismogram, mode of deformation and natural frequencies.

Введение

В связи с хозяйственным освоением сейсмо-активных территорий с каждым годом возрастает необходимость оценки сейсмостойкости зданий, сооружений и других объектов промышленности [1].

При проектировании нового оборудования высокие требования ставятся к его сейсмостойкости, то есть к сохранению прочности и работоспособности при сейсмических воздействиях. Поэтому важное значение приобретает оценка реакции конструкции на сейсмические воздействия. При этом прогнозируются силовые факторы, которые возникают в отдельных элементах, прежде всего в креплениях на фундаменте и узлах, обеспечивающих работоспособность всей конструкции. Расчетные модели должны учитывать конструктивные осо-

бенности и поведение системы при возможных землетрясениях.

Цель работы

Целью работы являются исследования сейсмостойкости блока узла замера расхода газа при сейсмических нагрузках различной интенсивности.

Методика оценки сейсмостойкости

Для анализа динамики конструкций различной сложности при сейсмических воздействиях на основе метода конечных элементов разработана расчетная методика и программное обеспечение [2]. Элементы расчетной схемы моделируются произвольно ориентированными стержнями и со-

средоточенными массами с моментами инерции, которые соединяются между собой абсолютно жестко или с помощью упруго-демпферных связей. В стержневых элементах с распределенными параметрами учитываются все виды деформаций, которые имеют место при колебаниях стержней. Пластинчатые составляющие конструкции моделируются решетками из стержней, учитывающими податливость и инерционные свойства ее элементов. Сосредоточенные массы в узлах стержней используются для учета массы установленного оборудования, трубопроводов и т.д. Сейсмическое нагружение моделируется переменными инерционными силами, передающимися от грунта. При этом податливость почвы учитывается моделью Винклера.

Сейсмическое влияние характеризуется колебанием грунта при землетрясении, которое вызывает кинематическое возбуждение колебаний исследуемого объекта. При этом сейсмическое влияние в общем случае представляется трехкомпонентными акселерограммами (записями ускорения во времени) для двух горизонтальных и вертикального направлений [3].

Постановка задачи

Колебания рассматриваемого блока узла замера расхода газа (рис. 1) рассматривались в правой декартовой системе координат xuz , где ось x направлена вертикально вверх, ось z – вдоль газовых трубопроводов, а ось y – в поперечном направлении. При сейсмическом воздействии эта система координат связана с движением грунта.

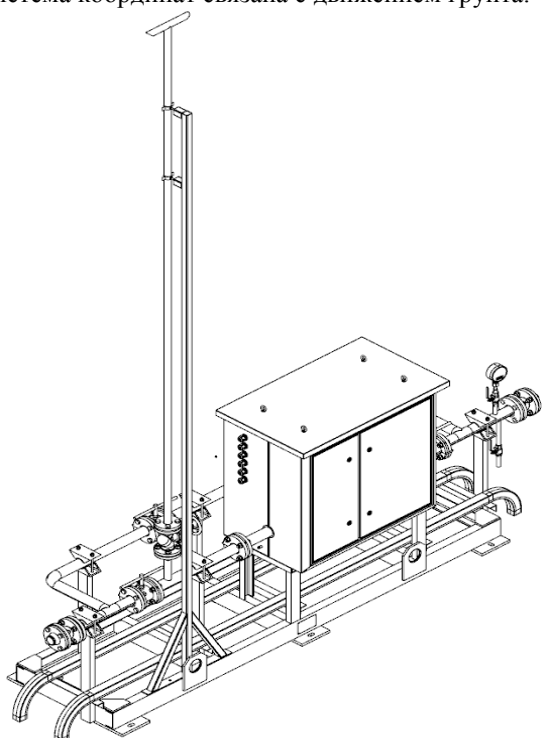


Рис. 1 – Блок узла замера расхода газа

Колебания грунта передаются на фундамент с учетом податливости грунта, заданной по модели Винклера. Расчеты проводились для песчано-щебеночного грунта и для мелкозернистого песка.

Фундаментная плита моделировалась бетонным стержнем с сечением $1 \times 0,6$ м и длиной около 3 м. Жесткости Винклеровского основания на единицу длины стержня принимались равными $C_x = 1970$ МПа, $C_y = 1738$ МПа, $C_z = 1298,7$ МПа, $C_{xy} = 1030$ МН/рад для песчано-щебеночной подушки и в 20 раз меньшими для мелкозернистого песка. Размеры фундамента и жесткость грунта незначительно влияют на результаты расчетов данной конструкции, что будет показано ниже.

Рама из швеллеров № 12 крепится к фундаменту с помощью шпилек диаметром 16 мм. При использовании шпилек диаметром 10 мм результаты практически не изменяются.

Жесткость крепежных элементов принималась равной $C_x = 2500$ МН/м, $C_y = C_z = 1500$ МН/м. По деформации крепежных элементов при колебаниях определяются возникающие в них усилия. Трубопроводы диаметром 57 мм с толщиной стенок 4 мм и ящик измерительной системы крепятся к раме вертикальными швеллерами № 6, 5. Четыре задвижки, установленные на трубопроводах, моделировались сосредоточенными массами 12 кг, а измерительная система расхода газа – массой 21,4 кг. Крепежные элементы трубопроводов имели массу 1 кг, а фланцевое соединение – 5,4 кг. Вертикальный трубопровод свечи диаметром 37 мм с толщиной стенок 3 мм поддерживался кронштейном квадратного сечения 40×40 мм с толщиной стенок 2 мм. Ящик для измерительной системы массой 182 кг моделировался металлическими ребрами квадратного сечения 70×70 мм с толщиной стенок 10 мм.

Расчетная схема установки представлена на рис. 2.

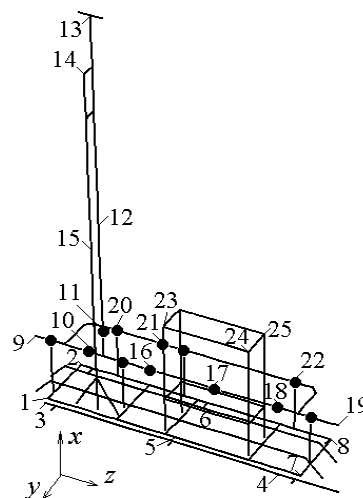


Рис. 2 – Расчетная схема конструкции: кружочки – массы; цифры – номера точек, в которых приведены амплитуды перемещений при сейсмическом воздействии

Ускорения грунта при землетрясении 8 баллов задавались оцифрованной синтезированной акселерограммой [4]. Она имеет переменную частоту воздействия, плавно изменяющуюся спектральную характеристику до 10 Гц [5] и является более жесткой по сравнению с реальными сейсмограммами.

Спектральные характеристики сейсмограмм реальных землетрясений достигают максимальных значений при частоте до 5 Гц. Сейсмограмма землетрясения в Иране (г. Тебес, 1978 г.) имеет сравнительно высокочастотную спектральную характеристику по сравнению с другими [5], поэтому расчеты для воздействия реального землетрясения проводились именно с ней.

Результаты расчетов сейсмостойкости

Результаты расчетов собственных колебаний конструкции в диапазоне до 30 Гц для различных значений жесткости грунта приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Собственные частоты колебаний блока узла замера расхода газа, Гц

Номер частоты	Грунт	
	Мелкозернистый песок	Песчано-щебеночная подушка
1	2,148	2,1490
2	3,931	3,9330
3	13,034	13,041
4	19,218	19,553
5	19,620	19,699
6	20,562	20,696
7	21,167	21,451
8	22,452	22,474
9	23,987	24,159
10	26,040	26,238
11	28,107	29,025
12	28,759	29,888

Формы колебаний для первых пяти и двенадцатой частот колебаний приведены на рис. 3. При первой и второй форме колебаний происходит изгиб свечи и поддерживающего кронштейна по первой форме в направлении осей z и y . При третьей форме колебаний конструкции свеча с кронштейном синфазно изгибаются в направлении оси z , а при четвертой – по второй форме в направлении оси y вместе с трубопроводами и ящиком. Пятая форма характеризуется изгибом свечи с кронштейном в направлении оси y , причем заметны поперечные колебания основного трубопровода и ящика в противофазе с кронштейном и свечой. При шестой форме колебаний конструкции свеча и кронштейн вместе с трубопроводами изгибаются в противофазе в направлении осей y и z . На седьмой и двенадцатой частотах происходят колебания ящика измерительной аппаратуры в направлении осей y и z соответственно.

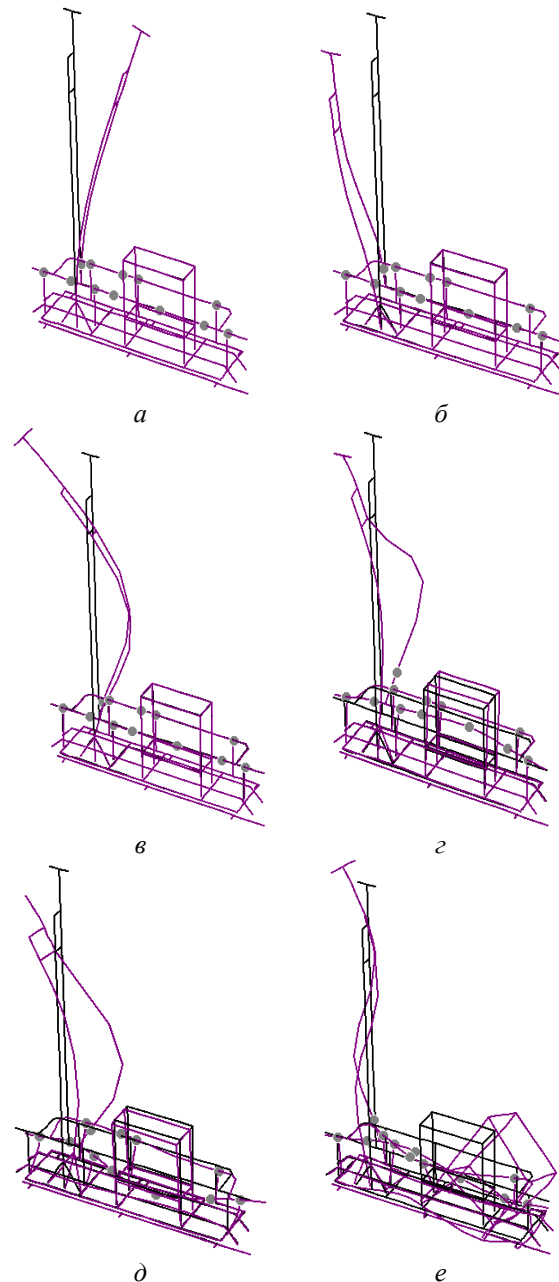


Рис. 3 – Формы свободных колебаний конструкции, соответствующие частотам (табл. 1):
 а – первая форма; б – вторая форма;
 в – третья форма; г – четвертая форма;
 д – пятая форма; е – двенадцатая форма

При сейсмическом воздействии возбуждаются колебания системы только по первой и второй формам. Остальные формы колебаний достаточно высокочастотные и при относительно низкочастотном сейсмическом воздействии практически не возбуждаются.

В таблице 2 приведены значения максимальных и минимальных перемещений с указанием направлений, в которых они совершаются, при расчете по синтезированной акселерограмме для менее жесткого грунта (мелкозернистый песок).

Таблица 2 – Перемещения точек блока

Точки блока	U_{\max} , мм	Направ. оси	U_{\min} , мм	Направ. оси
1	0,0723	y	-0,0529	y
2	0,0726	y	-0,0531	y
3	0,0725	y	-0,0520	y
4	0,0715	y	-0,0574	y
5	0,0729	y	-0,0566	y
6	0,0729	y	-0,0565	y
7	0,0720	y	-0,0629	y
8	0,0717	y	-0,0630	y
9	0,1690	z	-0,1680	z
10	0,1690	z	-0,1680	z
11	0,4370	z	-0,4090	y
12	3,2900	z	-2,5200	z
13	14,5000	z	-7,8200	z
14	12,1000	z	-7,2100	z
15	2,0700	z	-1,9600	y
16	0,2240	y	-0,2150	y
17	0,2700	y	-0,2580	y
18	0,1720	y	-0,1690	z
19	0,1700	z	-0,1690	z
20	0,1190	z	-0,1190	z
21	0,1310	y	-0,1260	y
22	0,1420	y	-0,1340	y
23	0,1770	y	-0,1430	y
24	0,2250	y	-0,1900	y
25	0,1890	y	-0,1550	y

Как видим, амплитуды перемещений верхней точки свечи не превосходят 14,5 мм, что не представляет опасности для рассматриваемой конструкции. Перемещения точек газовых трубопроводов в поперечном направлении не превышают 0,27 мм, а точек на входе и выходе газа – 0,17 мм относительно грунта. Таким образом, точки конструкции, которые находятся на уровне, не выше 1 м от верхней плоскости фундамента, перемещаются вместе с грунтом практически как твердое тело без существенных деформаций. Максимальные усилия в узлах крепления конструкции к фундаменту не превышают 54 кг, их значения приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Максимальные усилия

Точки блока	1	2	5	6	7	8
P_x , кг	10	35	39	53	35	14
P_y , кг	23	30	34	31	25	29
P_z , кг	29	30	30	13	53	21

В таблицах 4 и 5 приводятся результаты для более жесткого грунта (песчано-щебеночная подушка), отличие которых с результатами для податливого грунта незначительно.

В таблицах 6 и 7 приведены соответственно максимальные амплитуды перемещений точек конструкции и усилий в узлах крепления узла к фундаменту в случае действия восьмибалльной сейсмограммы землетрясения в Иране для случая более жесткого песчано-щебеночного грунта.

Таблица 4 – Перемещения точек блока

Точки блока	U_{\max} , мм	Направ. оси	U_{\min} , мм	Направ. оси
1	0,0079	x	-0,0082	x
2	0,0075	x	-0,0050	x
3	0,0018	y	-0,0018	y
4	0,0029	y	-0,0029	y
5	0,0078	y	-0,0134	x
6	0,0206	x	-0,0112	y
7	0,0050	x	-0,0089	x
8	0,0057	z	-0,0055	z
9	0,1350	z	-0,1340	z
10	0,1350	z	-0,1340	z
11	0,4020	z	-0,3630	y
12	3,2500	z	-2,4800	z
13	14,5000	z	-7,7700	z
14	12,1000	z	-7,1700	z
15	2,0100	y	-1,9100	y
16	0,1740	y	-0,1660	y
17	0,2150	y	-0,2040	y
18	0,1360	z	-0,1350	y
19	0,1360	z	-0,1350	z
20	0,0823	z	-0,0818	z
21	0,0820	z	-0,0815	z
22	0,0817	y	-0,0807	z
23	0,1220	y	-0,0871	y
24	0,1640	y	-0,1290	y
25	0,1330	y	-0,0977	y

Таблица 5 – Максимальные усилия

Точки блока	1	2	5	6	7	8
P_x , кг	10	35	29	53	35	13
P_y , кг	19	30	17	31	25	15
P_z , кг	26	30	31	13	54	12

Таблица 6 – Перемещения точек блока

Точки блока	U_{\max} , мм	Направ. оси	U_{\min} , мм	Направ. оси
1	0,0054	x	-0,0053	x
2	0,0035	x	-0,0035	x
3	0,0022	y	-0,0015	y
4	0,0030	y	-0,0025	y
5	0,0083	y	-0,0054	y
6	0,0081	y	-0,0086	x
7	0,0049	y	-0,0031	y
8	0,0047	y	-0,0038	z
9	0,1020	z	-0,0923	z
10	0,1020	z	-0,0925	z
11	0,2630	y	-0,2710	y
12	1,8100	z	-1,9600	y
13	5,2000	z	-6,3600	z
14	4,9600	z	-5,7900	z
15	1,4000	y	-1,5800	y
16	0,1200	y	-0,1150	y
17	0,1470	y	-0,1370	y
18	0,1030	z	-0,0931	z
19	0,1030	z	-0,0931	z
20	0,0743	z	-0,0595	z
21	0,0742	z	-0,0593	z
22	0,0738	z	-0,0589	z
23	0,0811	y	-0,0827	y
24	0,1020	y	-0,1000	y
25	0,0864	y	-0,0867	y

Таблиця 7 – Максимальные усилия в узлах крепления конструкции к фундаменту

Точки блока	1	2	5	6	7	8
P_x , кг	9	25	22	40	33	11
P_y , кг	28	20	20	28	17	21
P_z , кг	29	27	23	11	43	8

Как видим из результатов проведенных расчетов, синтезированная акселерограмма оказывает более жесткие воздействия на рассматриваемую конструкцию.

Выводы

Результаты проведенных исследований показали, что при сейсмическом воздействии на блок узла замера расхода газа возбуждаются, в основном, только первые две формы колебаний при частотах около двух и четырех Герц. При этом перемещения верхней точки свечи на высоте около 4,7 м не превосходят 14,5 мм. Прогиб консольной металлической трубы такой длины не вызывает пластических деформаций. Остальные десять частот до 30 Гц при сейсмических влияниях практически не возбуждаются, поскольку они превышают 12 Гц.

Элементы металлической конструкции при сейсмическом воздействии перемещаются вместе с грунтом, практически не деформируясь. Перемещения точек трубопровода на входе и выходе газа не превосходят 0,17 мм относительно грунта. Очевидно, что если перемещения подсоединенных трубопроводов будут иметь такие же малые значения относительно земли, то возникновения существенных усилий в местах подсоединения ожидать не следует. Для определения этих усилий необходимо рассматривать данную конструкцию блока узла совместно с конструкцией подсоединенных трубопроводов.

Список литературы

1. Кендзера О. В. Сейсмічна небезпека і захист від землетрусів. Практичне впровадження розробок Інституту геофізики ім. С.І. Субботіна НАН України. *Вісник НАН України*. 2015. № 2. С. 44–57. ISSN 1027-3239.

2. Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г., Шульженко Н. Г. Методика расчета динамики системы турбоагрегат-фундамент-основание энергоблоков при сейсмических воздействиях. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХП», 2016. № 8(1180). С. 153–160. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.22.
3. 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.
4. *РТМ 108.020.37-81. Оборудование атомных энергетических установок. Расчет на прочность при сейсмическом воздействии*. Введ. 04.06.81. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1981. 39 с.
5. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г., Глядя А. А. Оценка колебаний системы турбоагрегат-фундамент-основание при сейсмических воздействиях. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХП», 2017. № 10(1232). С. 25–29. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.03.

References (transliterated)

1. 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.
2. Gontarovskiy, P., Garmash, N. and Shulzhenko, N. (2016), "Methodology of calculation of the dynamics of the system turbine-foundation-base power units under seismic actions", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 153–160, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.22.
3. 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 navantazhenya [Estimation of the reaction of a powerful turbine unit on the seismic load]", *Vibratsiyi v tekhniyi ta tehnologiiyah* [Vibration in engineering and technology], No. 2(82), pp. 85–93, ISSN 2306-8744.
4. (1981), *Oborudovanie atomnykh energeticheskikh ustanovok. Raschet na prochnost pri seysmicheskoy vozddeystvii: 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.
5. 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.

Поступила (received) 29.11.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Глядя Алла Олександрівна (Глядя Алла Александровна, Glyadya Alla Aleksandrovna) – ведучий інженер відділу вібраційних і термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua.

Гармаш Наталія Григорівна (Гармаш Наталия Григорьевна, Garmash Nataliya Grigor'evna) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник; старший науковий співробітник відділу вібраційних і термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: garm.natalya@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4890-8152>.

И. В. КАСЬЯНЕНКО**ОСОБЕННОСТИ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ ДЛИТЕЛЬНО ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПАРОПРОВОДОВ**

Изучение особенностей использования теплоустойчивых сталей для паропроводов и элементов их систем применительно к их наработке в условиях ползучести свыше 270000 ч. позволило: установить причины повреждаемости сварных соединений; уточнить механизмы развития трещин ползучести и трещин усталости; установить связь структуры с повреждаемостью; выявить изменение структурного состояния. Обобщение особенностей повреждаемости позволило уточнить типовые схемы повреждаемости, что целесообразно для ее уменьшения. Выявили, что при наработке сварных соединений свыше 270000 ч. в условиях участвующих пусков-остановов их повреждаемость по механизму усталости заметно увеличивается. Представлены особенности использования теплоустойчивых сталей для паропроводов и их сварных соединений. Рассмотрены механизмы повреждаемости сварных соединений паропроводов, длительно эксплуатируемых в условиях ползучести. Представлена зависимость повреждаемости от концентрации напряжений и от состояния структуры сварных соединений. Уточнили известную схему повреждаемости сварных соединений паропроводов применительно к их наработке свыше 270000 ч.

Ключевые слова: теплоустойчивые стали, структурное состояние, сварные соединения, повреждаемость, условия ползучести.

I. В. КАСЬЯНЕНКО**ОСОБЛИВОСТІ ПОШКОДЖУВАНОСТІ ДОВГОСТРОКОВО ЕКСПЛУАТОВАНИХ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ ПАРОПРОВОДІВ**

Вивчення особливостей використання теплостійких сталей для паропроводів і елементів їх систем стосовно їх напрацювання в умовах повзучості понад 270000 ч. дозволило: встановити причини пошкоджуваності зварних з'єднань; уточнити механізми розвитку тріщин повзучості і тріщин втоми; встановити зв'язок структури з пошкоджуваності; виявити зміни структурного стану. Узагальнення особливостей пошкоджуваності дозволило уточнити типові схеми пошкоджуваності, що доцільно для її зменшення. Виявили, що при напрацюванні зварних з'єднань понад 270000 ч. в умовах почастих пусків-зупинок їх пошкоджуваність за механізмом втоми помітно збільшується. Представлені особливості використання теплостійких сталей для паропроводів і їх зварних з'єднань. Розглянуто механізми пошкоджуваності зварних з'єднань паропроводів, які тривалий час експлуатуються в умовах повзучості. Представлена залежність пошкоджуваності від концентрації напружень і від стану структури зварних з'єднань. Уточнили відому схему пошкоджуваності зварних з'єднань паропроводів стосовно їх напрацювання понад 270000 ч.

Ключові слова: теплотривкі стали, структурний стан, зварні з'єднання, пошкоджуваність, умови повзучості.

I. KASYANENKO**SPECIFIC FEATURES OF THE DAMAGEABILITY OF THE WELDED JOINTS OF STEAM PIPELINES THAT HAVE BEEN IN SERVICE FOR A LONG TIME**

The aim of the work is to identify the features of damageability of welded joints of heat-resistant steels (12X1MФ, 15X1M1Ф) for long-term creep exploitation. To achieve the goal in the study of the structure and damage, metallographic methods and methods for determining mechanical properties were used. Studying the peculiarities of using heat-resistant steels for steam pipelines and elements of their systems as applied to the production of power-generating blocks under creep conditions over 270,000 hours allowed: to establish the reasons for their damageability and destructibility; mechanisms for the development of creep cracks and fatigue cracks; connection structure with damage; structural changes. Established the relationship of damage with the presence of stress concentrators. The generalization of features of damage allowed to specify typical patterns of damage, which is advisable to reduce it. It was revealed that when welded joints are produced for more than 270,000 hours under the conditions of frequent start-stops of power units, their damage by the fatigue mechanism increases markedly. Revealed that damage by the mechanism of fatigue significantly depends on the structural state of the steam lines and their welded joints.

Key words: heat-resistant steels, structural state, welded joints, damageability, and creepage conditions.

Введение

Надежность оборудования энергоблоков ТЭС, выработавших свой парк ресурс, в настоящее время является важной проблемой энергетического комплекса Украины. В системе паропроводов энергоблоков их сварные соединения в значительной мере лимитируют их ресурс. Лимитирование обеспечивается наличием у сварных соединений значительной структурной, химической и механической неоднородности, увеличивающейся при их наработке свыше 270000 ч.

Переход на маневренный режим работы энергоблоков обеспечивает паропроводам и их сварным соединениям более жесткие условия работы. Например, количество пусков-остановов увеличи-

вается от 150 до 210 циклов в год, вместо запланированных 20–30. Увеличение жесткости эксплуатации требует соответственно и надежности работы оборудования, что обеспечивает изучение особенностей применения сталей для сварных соединений паропроводов. В первую очередь сварных соединений паропроводов, работающих в условиях ползучести и малоциклового усталости. В этой связи для получения оптимальной исходной структуры и свойств сварных соединений рассматривается технология сварки и технология термической обработки.

Цель работы

Целью работы является выявление особенностей повреждаемости длительно эксплуатируемых в условиях ползучести сварных соединений паропроводов из теплоустойчивых сталей (12Х1МФ и 15Х1М1Ф).

Изложение основного материала

При наработке сварных соединений паропроводного тракта (стали 12Х1МФ и 15Х1М1Ф) в условиях ползучести, свыше 250 тыс. ч, зависимость их повреждаемости от наличия дефектов и от структурного фактора существенно возрастает. Повреждаемость может ускоряться или происходить замедленно.

Представляется целесообразным изучение зависимости повреждаемости сварных соединений от появления дефектов, а так же от их структурного состояния, что необходимо для продления ресурса наработки сварных соединений.

В соответствии с положениями теории надежности разрушаемость изучаемых сварных соединений следует рассматривать как последующий процесс, основывающийся на реализации процесса их повреждаемости. По данным Ф. А. Хромченко [1], применительно к наработке сварных соединений 100–150 тыс. ч, около 40 % разрушений сварных соединений паропроводов и сосудов происходят от появления технологических дефектов. По нашим данным наличие технологических дефектов, применительно к наработке сварных соединений 270–300 тыс. ч, вызывает примерно 60 % разрушений.

Технологические дефекты образуются при изготовлении сварных соединений, а также при их монтаже, и могут быть как явными, так и скрытыми. К явным дефектам относят поры, утяжки и шлаковые включения. Такие дефекты принято считать объемными дефектами I-й группы. Трещины, подрезы, непровары, несплавления основного и наплавленного металла принято считать плоскими дефектами I-й группы. Локальная концентрация напряжений при наличии плоских дефектов является более высокой, чем при наличии объемных. Такие дефекты выявляются неразрушающими методами контроля. В процессе наработки сварных соединений свыше 270 тыс. ч их повреждаемость, вызванная наличием дефектов I-й группы, заметно снижается, что зависит от их вынужденной отбраковки на более ранней стадии эксплуатации. Однако при наработке сварных соединений свыше 270 тыс. ч начинают проявляться те дефекты, наличие которых допускается нормативной документацией [2–4]. Например, отступление поперечного сечения металла шва от проектной формы.

Технологические дефекты скрытого характера так же относят ко II-й группе дефектов. Такими дефектами принято считать браковочные структуры или структуры, близкие к браковочным. Например, на участке сплавления зоны термического влияния (ЗТВ) сварных соединений, наличие «мягких» прослоек, состоящих из сгруппированных перлитных зерен, симметрично расположенных относительно металла шва [5]. На участках сплавления ЗТВ номер аустенитного зерна может быть 3–4, (ГОСТ 5639-82). На участке неполной перекристаллизации новые продукты распада аустенита могут представлять глобуляризованный перлит [5]. Металл участка неполной перекристаллизации нагревается в область температур, ограниченную критическими точками A_{C1} – A_{C3} . Здесь, в зависимости от сварочного нагрева, может образовываться глобуляризованный перлит, глобуляризованный сорбит или глобуляризованный тростит.

Приведенные дефекты образуются при сварке на повышенных режимах, а также при нарушении режимов термической обработки. Рассматриваемые дефекты не выявляются неразрушающими методами контроля. Их проявление представляется на протяжении всей эксплуатации сварных соединений, начиная от десятков тысяч часов, что зависит от вида и природы самих дефектов. Условия эксплуатации, при наличии дефектов, также способствуют образованию повреждаемости металла сварных соединений. Например, перегревы и маневренный режим работы энергоблоков ускоряет повреждаемость при наличии браковочных структур. Повреждаемость, обусловленная совместным проявлением эксплуатационных причин и скрытых дефектов, проявляется на протяжении как паркового ресурса наработки сварных соединений, так и после его выработки.

Повреждаемость металла сварных соединений может происходить по механизму ползучести, по механизму усталости и по коррозионно-усталостному механизму. Преимущественно повреждаемость и последующая разрушаемость (по механизму ползучести) происходит по участкам сплавления, перегрева и неполной перекристаллизации ЗТВ сварных соединений, рис. 1 [1, 5].

Трещины усталости образуются в местах контакта разнотолщинных трубных элементов или возле подкладных колец, а также по металлу шва, см. рис. 1. Трещины ползучести на начальной стадии имеют интеркристаллитный характер развития, который затем, в процессе их развития, дополняется транскристаллитным и имеет смешанный характер, рис. 2.

Трещины усталости имеют так же смешанный характер на всей стадии их образования. Трещины хладноломкости, образующиеся в месте шва, от его корневой зоны в глубину шва, имеют в основном транскристаллитный характер. Повре-

ждаемость образуется локально, при наличии концентраторов напряжений, а также на участках ЗТВ, где присутствуют «мягкие» прослойки и имеет место увеличенный уровень деформации, превышающий допустимый [1, 5–6].

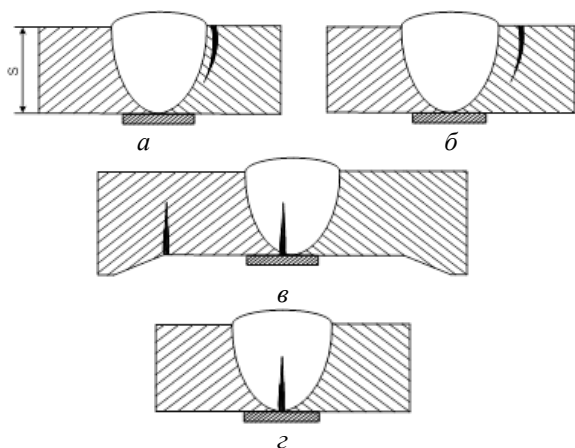


Рис. 1 – Типичные трещины в металле сварных соединений паропроводов:
 а – трещина по участку перегрева ЗТВ;
 б – по участку неполной перекристаллизации;
 в – трещины усталости;
 з – трещина хладноломкости

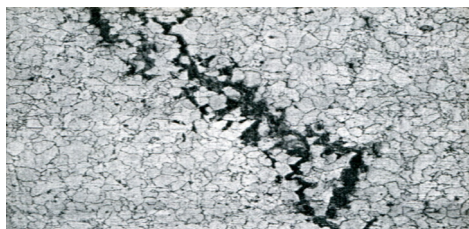


Рис. 2 – Межзеренный характер трещины ползучести в ЗТВ сварных соединений из стали 12X1MF. Ресурс 280 тыс. ч [7]

Отмечается одновременное проявление конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, имеющих значительную степень влияния на повреждаемость сварных соединений. Это обеспечивает переход одного вида трещин в другой, что приводит к изменению механизмов их развития. Образующиеся трещины могут переходить из одного участка ЗТВ на другой.

После наработки сварных соединений свыше 270 тыс. ч увеличивается уровень повреждаемости по «хрупкой» прослойке, т.е. по участку перегрева ЗТВ, где аустенитные зерна меньше 4-го номера (ГОСТ 5639-82). Наличие крупных аустенитных зерен обуславливает металлу участка перегрева низкую длительную пластичность. Образование пор ползучести, и последующее преобразование их у трещин ползучести, происходит при рабочих параметрах, температуре $T = 545\text{--}585\text{ }^{\circ}\text{C}$, и напряжении $P = 20\text{--}25,5\text{ МПа}$ [8]. Трещины образуются

от поверхностных дефектов, их развитию способствуют сгруппированные и единичные поры. Трещины распространяются по участкам перегрева и сплавления ЗТВ, от поверхностной зоны сварного соединения в его глубину, симметрично вдоль кольцевого шва и имеют транскристаллитный характер, рис. 1. Края трещины гладкие. Подобные трещины образуются и в металле шва, при наличии в его структуре крупных зерен (бал меньше 4-го), сгруппированных в зоны. Местами зарождения трещин рассматриваемого типа являются технологические дефекты, а их развитие зависит от структурного состояния сварных соединений.

Низкие значения длительной пластичности металла шва и участков ЗТВ обеспечиваются наличием браковочных структур, рассматриваемых выше. Такие структуры формируются: при дуговой сварке на повышенных значениях параметров режима; при отпуске ниже $700\text{ }^{\circ}\text{C}$; при отпуске с недостаточной выдержкой; при отпуске, нагрев которого выше A_{C1} .

При отпуске, нагрев которого ниже рекомендуемой нормативными документами температуры, или при его недостаточной выдержке, сварочные напряжения снимаются не в полной мере. Наличие напряжений обеспечивается недостаточным выделением хрома, молибдена и ванадия из α -фазы. Дисперсное твердение также является недостаточным, не обеспечивает необходимые свойства. Твердость металла шва является повышенной, а значения ударной вязкости является ниже нормативных требований. Имеет место охрупчивание металла шва.

Приведенные технологические дефекты, образующиеся при заварке выборок (удаленный металл с наличием трещин или пор), способствуют при наработке отремонтированных элементов паропроводов свыше 50–70 тыс. ч, их ускоренной повреждаемости.

Повреждаемость по участку неполной перекристаллизации ЗТВ сварных соединений, эксплуатируемых в условиях ползучести, происходит на протяжении их всей наработки. Причиной повреждаемости является наличие глобуляризованных зерен перлита, сгруппированных в цепочки, расположенные по границам аустенитных зерен [7–8]. Повреждаемость так же ускоряется при наличии перегревов (аварийный сброс пара). Образование трещин первоначально происходит на наружной поверхности паропровода, а затем развивается в его глубину.

Трещины по участку неполной перекристаллизации развиваются по хрупкому механизму. Зарождение и развитие трещин, после наработки сварных соединений свыше 270 тыс. ч, проявляется ускоренно по сравнению с их образованием до указанной наработки. Заметим, что своевременное выявление образующихся трещин представляется весьма затруднительным.

Образование трещин по участку неполной перекристаллизации обеспечивает действие рабочих напряжений, превышающих допустимые. Действие напряжений, приводящих к образованию трещин, обусловлено конструктивным и эксплуатационным факторами, т.е. наличием локальных концентраторов напряжений. Например, в местах сопряжения трубных элементов разных толщин, в угловых сварных соединениях, отводах и др. К эксплуатационным факторам, приводящим к образованию трещин, относят: нарушение трассировки, неправильное расположение опор и подвесок, заземление отдельных участков паропроводов. Образование трещин в металле участков сплавления, перегрева и неполной перекристаллизации ЗТВ, а также в металле шва преимущественно происходит по хрупкому механизму. Заметим, что в металле шва трещины образуются при наличии в его структуре крупных зерен аустенита или сгруппированных крупных зерен феррита, а также при наличии перлитной составляющей.

Установили, что сварка элементов паропроводов, выполняемая на оптимизированных параметрах режима, позволяет уменьшить наличие браковочных структур, а также уменьшить структурную неоднородность сварных соединений. Заваривание выборок на оптимизированных режимах также позволяет заметно снизить уровень структурной неоднородности и наличие браковочных структур в восстанавливаемых элементах паропроводов.

Выводы

1. Установили, что повреждаемость сварных соединений паропроводов, длительно эксплуатируемых в условиях ползучести, зависит от совместного проявления технологического, конструкционного и эксплуатационного факторов, что требует уточнения, применительно к их наработке свыше 270 тыс. ч.

2. Установили, что повреждаемость металла сварных соединений паропроводов, при наличии в его структуре браковочных структур, значительно ускоряется при их наработке в условиях ползучести свыше 270 тыс. ч.

Список литературы

1. Хромченко Ф. А. *Ресурс сварных соединений паропроводов*. Москва: Машиностроение, 2002. 348 с.
2. РД 34.17.421-92. *Типовая инструкция по контролю и продлению срока службы металла основных элементов кот-*

лов, турбин и трубопроводов тепловых электростанций. Москва: Служба передового опыта ОРГРЭС. 2002. 94 с.

3. РД 10-577-03. *Типовая инструкция по контролю металла и продлению срока службы основных элементов котлов, турбин и трубопроводов тепловых электростанций*. Москва: НПО «Промбезопасность», 2004.
4. СО 153-34.17.470-2003. *Инструкция о порядке обследования и продления срока службы паропроводов сверх паркового ресурса*. Госгортехнадзор России Минэнерго России, РАО «ЕЭС России». Москва: ОАО «ВТИ», 2004.
5. Дмитрик В. В. *Сварные соединения паропроводов*. Харьков: Майдан, 2013. 163 с.
6. Елпанова Н. В. Влияние структуры на кинетику разрушения стали 12Х1МФ при ползучести. *Металловедение и термическая обработка металлов*. 1989. № 7. С. 36–39.
7. Glushko A. Researching of welded steam pipe joints operated for a long time. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 6. Issue 1(84). P. 14–20.
8. Дмитрик В. В., Глушко А. В., Григоренко С. Г. Особенности порообразования в сварных соединениях паропроводов в условиях длительной эксплуатации. *Автоматическая сварка*. 2016. № 9. С. 56–60.

References (transliterated)

1. Hromchenko F. A. (2002), *Resurs svarnykh soedinenij paroprovodov* [Resource of welded joints of steam lines], Mashinostroenie, Moscow, 348 p.
2. (2002), *RD 34.17.421-92. Tipovaja instrukcija po kontrolju i prodleniju sroka sluzhby metalla osnovnyh jelementov kotlov, turbin i truboprovodov teplovyh jelektrostancij* [Standard instruction for monitoring and extending the life of the metal of the main elements of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants], Sluzhba peredovogo opyta ORGRJeS, Moscow, 94 p.
3. (2004), *RD 10-577-03. Tipovaja instrukcija po kontrolju metalla i prodleniju sroka sluzhby osnovnyh jelementov kotlov, turbin i truboprovodov teplovyh jelektrostancij* [Typical instructions for controlling the metal and extending the life of the main elements of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants], NPO "Prombezopasnost", Moscow, Russia.
4. (2004), *SO 153-34.17.470-2003. Instrukcija o porjadke obsledovanija i prodlenija sroka sluzhby paroprovodov sverh parkovogo resursa* [Instructions on the procedure for inspection and extension of the life of steam pipelines beyond the park resource], Gosgortehnadzor Rossii Minjenergo Rossii, RAO "EJeS Rossii", ОАО "ВТИ", Moscow, Russia.
5. Dmitrik V. V. (2013), *Svarnye soedinenija paroprovodov* [Welded steam line connections], Majdan, Kharkov, 163 p.
6. Elpanova N. V. (1989), "Vlijanie struktury na kinetiku razrushenija stali 12H1MF pri polzuchesti [The influence of the structure on the kinetics of destruction of steel 12H1MF during creep]", *Metallovedenie i termicheskaja obrabotka metallov* [Metal science and heat treatment of metals], no. 7, pp. 36–39.
7. Glushko A. (2016), "Researching of welded steam pipe joints operated for a long time", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 6, Issue 1(84), pp. 14–20.
8. Dmitrik V. V., Glushko A. V., Grigorenko S. G. (2016), "Osobennosti poroobrazovanija v svarnykh soedinenijah paroprovodov v uslovijah dlitel'noj jekspluatacii [Features of pore formation in welded joints of steam pipelines in conditions of long-term operation]", *Avtomaticheskaja svarka* [Automatic welding], no. 9, pp. 56–60.

Поступила (received) 18.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Касьяненко Ігор Вікторович (Касьяненко Игорь Викторович, Kasyanenko Igor) – аспірант кафедри зварювання, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: igorkasyanen@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0000-0000-0000>.

Е. С. ГАРАЩЕНКО**ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОУСТОЙЧИВЫХ СТАЛЕЙ ДЛЯ ПАРОПРОВОДОВ И ЭЛЕМЕНТОВ ИХ СИСТЕМ**

Представлены особенности использования теплоустойчивых сталей 12X1MФ, 15X1M1Ф, 12X2MФСР и др. для изготовления элементов паропроводов тепловых электростанций, выработавших свой парк ресурс, что в настоящее время является актуальной задачей. В работе выявлены причины возникновения повреждаемости и снижения эксплуатационных характеристик металла сварных соединений труб и паропроводов, представлены результаты изучения структуры и механических свойств сварных соединений паропроводов, а также выявлены причины возникновения локальной концентрации напряжений в металле.

Ключевые слова: теплоустойчивые стали, сварные соединения, повреждаемость, термообработка, зона термического влияния.

О. С. ГАРАЩЕНКО**ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОСТІЙКИХ СТАЛЕЙ ПАРОПРОВОДІВ І ЕЛЕМЕНТІВ ЇХ СИСТЕМ**

Представлені особливості використання теплостійких сталей 12X1MФ, 15X1M1Ф, 12X2MФСР та інші для виготовлення елементів паропроводів теплових електростанцій, які виробили свій парк ресурс, що в даний час є актуальною задачею. У роботі виявлені причини виникнення пошкоджуваності та зниження експлуатаційних характеристик металу зварних з'єднань труб паропроводів і представлені результати вивчення структури і механічних властивостей зварних з'єднань паропроводів, а також виявлено причини виникнення локальної концентрації напруг в металі.

Ключові слова: теплостійкі сталі, зварні з'єднання, пошкоджуваність, термообробка, зона термічного впливу.

О. HARASHCHENKO**PECULIARITIES OF THE USE OF HEAT-RESISTANT STEELS FOR STEAM PIPELINES AND THE ELEMENTS OF THEIR SYSTEMS**

Power generating units of heat and power plants equipped with steam boilers that have supercritical and high steam parameters and the system of steam pipelines produce the major portion of electric power in Ukraine. This scientific paper describes the peculiarities of the use of heat-resistant pearlitic steels of 12X1MF, 15X1M1F, 12X2MFSR grades and others. These steels are used to manufacture the elements for the steam pipelines of thermal power plants whose service life has already run out and it is a vital problem at the moment. This scientific paper looks into the reasons for the appearance of damages and degraded operating performances of the welded pipe junctions of steam pipelines. The research data obtained during the studies of the structure and mechanical properties of the welded junctions of steam pipelines have been given. Consideration was given to the factors that affect welded junctions during their long-term operation. It was established that the welded junctions made of heat-resistant pearlitic steels degrade during their long-term operation following the creep crack formation mechanism. It was established that the welded junctions of steam pipelines with the accrued operating time of 270.000 hours and an increased number of the start-stop cycles of power generating units are characterized by an increased probability of faults following the fatigue mechanism. It depends to a great extent on the local concentration of stresses in the structures of welded junctions and their structural state.

Key words: heat-resistant steels, welded junctions, fault probability, thermal treatment and the heat-affected zone.

Введение

Энергоблоки ТЭС с паровыми котлами сверхкритических и высоких параметров пара и системой паропроводов вырабатывают в Украине большую часть электроэнергии. В настоящее время большинство ТЭС выработали свой парк ресурс. Представляется актуальным поддержание их оборудования и особенно паропроводов в состоянии высокой надежности, а также продление ресурса его эксплуатации.

Цель работы

Целью работы является выявление особенностей использования теплоустойчивых сталей для элементов паропроводов, длительно эксплуатируемых в условиях ползучести.

Изложение основного материала

Для изготовления паропроводов и элементов их систем (энергоблоки ТЭС и АЭС), длительно работающих в условиях ползучести, применяют преимущественно теплоустойчивые стали 12X1MФ, 15X1M1Ф, 12X2MФСР, 12X11B2MФ, 10X18H12T. Для получения исходной структуры, обеспечивающей металлу труб необходимые эксплуатационные характеристики, трубы из приведенных сталей, в соответствии с ТУ 14-3-460:2009, подвергают соответствующей термической обработке, табл. 1.

Для изготовления элементов паропроводного тракта в энергоблоках ТЭС, длительно (свыше 200000 ч) работающих в условиях ползучести ($T_3 = 545-585$ °С, $P = 25,5$ МПа), применяются преимущественно теплоустойчивые стали перлитного класса 12X1MФ и 15X1M1Ф. Химический состав сталей 12X1MФ и 15X1M1Ф (ГОСТ 5520-79) представлен в табл. 2 и табл. 3.

© Е. С. Гаращенко, 2019

Таблица 1 – Режимы термической обработки стальных труб

Марка стали	Режим термообработки	Примечания
1	2	3
12X1MФ	Нормализация при 950–1030 °С, отпуск при 700–730 °С, выдержка 1–3 ч	Разрешается повышать температуру нормализации до 990 °С для холоднодеформированных труб из стали мартеновской выплавки
15X1M1Ф	Нормализация при 970–1070 °С, отпуск при 730–750 °С, выдержка не менее 10 ч	Разрешается индивидуальное охлаждение для тонких труб (толщина стенки 15 мм) и выдержка при отпуске не менее 5 ч
12X2MФСР	Нормализация при 970–1000 °С; отпуск при 750–780 °С, выдержка не менее 2 ч	Охлаждение на воздухе
12X11B2MФ	Нормализация при 1020–1050 °С; отпуск при 750–780 °С, выдержка не менее 3 ч	Охлаждение на воздухе
10X9MФБ	Нормализация при 1030–1050 °С; отпуск при 740–780 °С, выдержка 3–10 ч	Охлаждение на воздухе при толщине стенки трубы 20–25 мм
12X18H12T 10X18H12T	Аустенизация при 1100–1200 °С	Охлаждение на воздухе или в воде

Таблица 2 – Химический состав стали 12X1MФ, % масс

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Mo	V	Cu
0,1–0,15	0,17–0,37	0,4–0,7	< 0,3	< 0,025	< 0,03	0,9–1,2	0,25–0,35	0,15–0,3	< 0,2

Таблица 3 – Химический состав стали 15X1M1Ф, % масс

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Mo	V	Cu
0,1–0,15	0,17–0,37	0,4–0,7	≤ 0,25	≤ 0,025	≤ 0,025	1,1–1,4	0,9–1,1	0,2–0,35	≤ 0,025

Эксплуатируемые сварные соединения из указанных сталей работают в стационарном и переменном режимах (пуски-остановы). За последние 5 лет количество пусков-остановок увеличи-

лось, что соответственно обеспечило увеличение уровня повреждаемости сварных соединений по механизму усталости.

Эксплуатационные причины повреждаемости сварных соединений обусловлены проявлением ряда факторов и их возможной взаимосвязанностью. Снижение эксплуатационных характеристик металла сварных соединений обеспечивается уменьшением их циклической прочности, значения которой становятся более низкими, чем требования нормативной документации [1–2]. Отмечаются случаи, когда причиной повреждаемости являются условия эксплуатации. Например, наличие изгибающих напряжений, которые вызывают нагрузки на паропровод, образующиеся от несправной системы крепления трубной трассы и недостаточной самокомпенсации тепловых удлинений отдельных участков паропроводов. В основном наиболее изгибающие переменные напряжения проявляются в местах расположения неподвижных опор.

В процессе длительной наработки исходная структура паропроводов превращается в ферритокарбидную смесь. Уровень превращения структуры в металле сварных соединений является большим, чем в основном металле, чему способствует наличие определенной исходной структурной и химической неоднородности [4].

В процессе длительной эксплуатации паропроводов в условиях ползучести имеет место пластическое деформирование паропроводов. Массовая деформация паропроводов, в соответствии с требованиями нормативной документации [1–2], не должна превышать 1 %.

Сварные соединения паропроводов и гибы повреждаются значительно интенсивнее, чем основной металл паропроводов, что лимитирует их ресурс. Повреждаемость гибов требует отдельного рассмотрения. Известно, что сварные соединения характеризуются наличием определенной структурной и химической неоднородности, что и определяет ускоренный процесс их повреждаемости. Например, при стыковой сварке паропроводов (толщина стенки 60 мм) на участке перегрева ЗТВ, который нагревается при сварке в область температур, примерно $T_s = 1150$ °С, зерна аустенита могут иметь 3–4 номер (ГОСТ 5639–82).

Сварочный нагрев здесь может обеспечивать формирование структуры, состоящей из феррита, сорбита и перлита которую можно отнести к браковочной или к близкой к браковочной, что зависит от наличия в структуре перлитной составляющей. Наличие приведенных структур способствует ускоренному превращению исходной структуры в ферритокарбидную смесь, т.е. ее деградацию.

Повреждаемость сварных соединений в процессе их длительной эксплуатации зависит от ряда факторов. Рассмотрим основные факторы, обеспечивающие повреждаемость и их связь со структу-

рой сварных соединений. В процессе наработки сварных соединений от 200000 ч и более имеют место случаи повреждаемости сварных соединений с конструктивными концентраторами напряжений. Появление локально сконцентрированных напряжений, существенно превышающих номинальное напряжение, приводит к зарождению и последующему развитию трещин, рис. 1.

При наработке сварных соединений свыше 250000 ч образование трещин рис. 2, зависящих от концентраторов напряжений, при наличии значительного уровня деградации структуры сварных соединений, проявляется с определенным ускорением.

Установили, что в отличие от схемы Ф. А. Хромченко [3], при наработке сварных соединений 270000 ч, образование трещин ползучести преимущественно происходит по участкам сплавления и перегрева их зоны термического влияния (ЗТВ).

Локальная концентрация напряжений, значительно превышающая среднее распределение напряжений в металле сварных соединений, проявляется: при нарушении сплошности металла; наличии неметаллических включений; отличии формы шва от рекомендуемой нормативной документацией [1–2]; структурной неоднородности; неравномерном распределении напряжений. Локальная концентрация упругих напряжений оценивается коэффициентом концентрации напряжений (K_σ), зависящим от формы и соотношения элементов изделия в зоне концентрации напряжений, а также от вида усилий в сечениях [3]. Коэффициент концентрации напряжений представляет отношение напряжения в зоне концентрации (σ_{\max}) к номинальному напряжению (σ_n). Величина K_σ зависит от ряда конструктивных и технологических факторов. Например, от диаметра и толщины трубы и их соотношения и составляет от 1,1 до 8 [1–3]. Установлено, что наибольшие значения K_σ отмечаются при наличии подкладных колец, см. рис. 2, или непроваров корня шва, подрезов и недопустимых усиления шва. Применительно к наработке сварных соединений в условиях ползучести около 250000 ч K_σ достигает 1,3–1,45 [3].

Заметим, что значение K_σ , применительно к длительной наработке сварных соединений, возрастает, что обеспечивается деградацией их металла и требует уточнения.

Деградацию металла сварных соединений следует рассматривать как совместное проявление изменения их исходного структурного состояния и образование повреждаемости сварных соединений, что приводит к снижению их эксплуатационных характеристик, в т.ч. механических свойств [5]. Изменение структурного состояния обуславливает заметное снижение механических свойств. Например значение твердости металла шва (10X1MФ) при наработке сварных соединений из стали

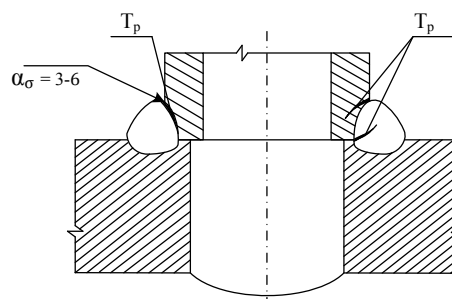


Рис. 1 – Повреждаемость в зонах локальной концентрации напряжений в швах приварки штуцеров

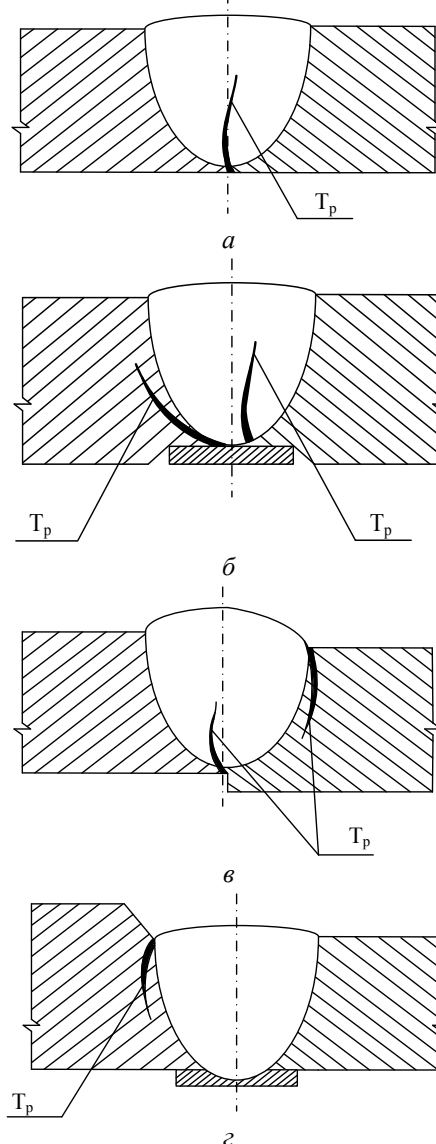


Рис. 2 – Типовая повреждаемость сварных соединений труб в зонах локальной концентрации напряжений:

- а – при наличии непровара шва;
- б – на участке приварки подкладного кольца;
- в – при наличии смещения стенок трубопровода;
- г – при сварке труб разной толщины

15X1M1Ф 270000 ч, при 565 °С, может снизиться до 190–230 HV, а твердость участка неполной перекристаллизации – до 155–170 HV. После замеров твердости (HV) следует производить замеры микротвердости. Установили, что наибольший уровень снижения твердости отмечается на участках сплавления, перегрева и в большей мере неполной перекристаллизации ЗТВ сварных соединений. Замерять микротвердость следует на участках ЗТВ сварных соединений, в области металла шва, а также в их основном металле. Полученные значения микротвердости позволяют косвенно оценить структурное состояние сварных соединений, что является целесообразным для последующего металлографического анализа и уточнения эксплуатационных характеристик сварных соединений.

Выводы

Установили, что в процессе длительной эксплуатации в условиях ползучести сварных соединений из теплоустойчивых перлитных сталей их повреждаемость происходит по механизму образования трещин ползучести и по механизму образования трещин усталости.

Выявили, что сварные соединения паропроводов при их наработке свыше 270000 ч и увеличении количества пусков-остановов энергоблоков характеризуется увеличением уровня повреждаемости по механизму усталости, что существенно зависит от локальной концентрации напряжений K_{σ} в конструкциях сварных соединений, и их структурного состояния.

Список литературы

1. РД 10-262-98. РД 153-34.1-17.421-98. Типовая инструкция по контролю металла и продлению срока службы элемен-

тов котлов, турбин и паропроводов тепловых электростанций. Москва: СПО ОРГРЭС, 1999. 140 с.

2. РД 153-34.1-17.467. Экспрессивный метод оценки остаточного ресурса сварных соединений коллекторов, котлов и паропроводов по структурному фактору. 2001. 123 с.
3. Хромченко Ф. А. Ресурс сварных соединений паропроводов. Москва: Машиностроение, 2002. 351 с.
4. Дмитрик В. В., Барташ С. Н. Особенности деградации металла сварных соединений паропроводов ТЭС. *Автоматическая сварка*. 2014. № 6–7. С. 32–33. ISSN 0005-111X.
5. Дмитрик В. В., Барташ С. Н., Шелепов И. Г. К особенностям повреждаемости паропроводов в условиях ползучести. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2007. № 3. С. 78–84. ISSN 2218-1849.

References (transliterated)

1. (1999), RD 10-262-98. RD 153-34.1-17.421-98 *Tipovaja instrukcija po kontrolju metalla i prodlenju sroka sluzhby jelementov kotlov, turbin i paroprovodov teplovyh jelektrostantsij* [Standard instructions for the control of metal and extension of the service life of boilers elements, turbines and steam pipelines of thermal power plants], SPO ORGRJeS, Moscow, Russia, 140 p.
2. (2001), *Jekspressivnyj metod ocenki ostatochnogo resursa svarynyh soedinenij kollektorov, kotlov i paroprovodov po strukturnomu faktoru RD 153-34.1-17.467* [An expressive method for estimating the residual life of welded joints of collectors, boilers and steam pipelines according to the structural factor RD 153-34.1-17.467.], 123 p.
3. Hromchenko F. A. (2002), *Resurs svarynyh soedinenij paroprovodov* [Resource of welds steam lines.], Mashinostroenie, Moscow, Russia, 351 p.
4. Dmitrik V. V., Bartash S. N. (2014), "Osobennosti degradacii metalla svarynyh soedinenij paroprovodov TJeS [Features of metal degradation of welded joints of thermal power plant steam lines]", *Avtomaticheskaja svarka* [automatic welding], no. 6–7, pp. 32–33, ISSN 0005-111X.
5. Dmitrik V. V., Bartash S. N., Shelepov I. G. (2007), "K osobennostjam povrezhdaemosti paroprovodov v uslovijah polzuchesti [To the peculiarities of damage to steam pipelines under creep conditions]", *Jenergoberezenie. Jenergetika. Jenergoaudit* [Energy saving. Energy. Energy audit], no. 3, pp. 78–84, ISSN 2218-1849.

Поступила (received) 18.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гаращенко Олена Сергіївна (Гаращенко Елена Сергеевна, Harashchenko Helena) – аспірант кафедри сварки, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: garashchenko.helena@gmail.com, ORCID 0000-0002-9572-6095.

Н. Ю. БЕРДЫШЕВ, А. Ю. ЖАДИК

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ НА ВВОДАХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

Приведен регрессионный анализ работы трех крупных котельных г. Мариуполь в отопительном сезоне 2016–2017 года. Показано, что имеет место достаточная взаимосвязь между расходом воды и градусо-сутками, то есть регулирование на этих котельных осуществляется не только качественным способом, но и частично количественным. Предложена автоматизированная малая котельная, в которой за счет частотного регулирования параметров сетевого и подпиточного насосов поддерживается постоянное давление в сети, так что при изменении расхода теплоносителя у определенного потребителя уменьшается расход в сети почти без повышения расхода у остальных потребителей. При этом экономия отпущенной теплоты на котельной практически равна экономии теплоты у потребителя, который уменьшил расход теплоносителя. Работоспособность предложенной схемы доказана на примере работы экспериментальной установки.

Ключевые слова: централизованное теплоснабжение, количественное регулирование, регрессионная линия, частотный регулятор, обратный клапан, циркуляционный насос, коэффициент корреляции, гидравлический режим.

М. Ю. БЕРДИШЕВ, А. Ю. ЖАДИК

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ ПРИ РЕГУЛЮВАННІ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ВВОДАХ СПОЖИВАЧІВ

Наведено регресійний аналіз роботи трьох великих котельень м Мариуполь в опалювальному сезоні 2016–2017 року. Показано, що має місце достатній взаємозв'язок між витратою води і градусо-добами, тобто регулювання на цих котельнях здійснюється не тільки якісним способом, але і частково кількісним. Запропонована автоматизована мала котельня, в якій за рахунок частотного регулювання параметрів мережевого і підживлювального насосів підтримується постійний тиск в мережі, так що при зміні витрати теплоносія у певного споживача зменшується витрата в мережі майже без підвищення витрат у інших споживачів. При цьому економія відпущеної теплоти на котельні практично дорівнює економії теплоти у споживача, який зменшив витрати теплоносія. Працездатність запропонованої схеми доведена на прикладі роботи експериментальної установки.

Ключові слова: централізоване тепlopостачання, кількісне регулювання, регресійна лінія, частотний регулятор, зворотний клапан, циркуляційний насос, коефіцієнт кореляції, гідрравлічний режим.

N. BERDYSHEV, A. ZHADIK

IMPROVEMENT OF EFFICIENCY OF THERMAL NETWORK OPERATION UNDER THERMAL LOAD REGULATION ON THE THERMAL INPUTS OF CONSUMERS

The regression analysis of the work of three large boiler houses in the city of Mariupol in the heating season 2016–2017 is given. It is shown that there is a sufficient relationship between water consumption and degree-times, that is, regulation at these boiler houses is carried out not only qualitatively but also partially quantitative. At all these boiler-houses in the transition period (March), the consumption of network water is approximately 15 % less than in winter. An automated small boiler house is proposed in which the constant network pressure is maintained at the expense of frequency regulation of the network and feeder pumps, so that when the heat carrier's consumption changes with a particular customer, the consumption of the network decreases almost without increasing the cost to the rest of the consumers. At the same time, the savings of the released heat at the boiler house is practically equal to the user's saving of heat, which reduced the consumption of coolant. The efficiency of the proposed scheme is proved by the example of the experimental setup. Conclusion: equipping a network pump on small boilers with frequency regulation of the speed of rotation makes it possible to virtually eliminate redistribution of the coolant between neighboring consumers with a reduction in the consumption of an individual consumer and to save not only electric energy but also fuel.

Key words: centralized heat supply, quantitative regulation, regression line, frequency controller, check valve, circulation pump, correlation coefficient, hydraulic mode.

Введение

Как известно, централизованное теплоснабжение в Украине применяет качественное регулирование отпуска теплоты, то есть при изменении наружной температуры изменяется температура теплоносителя при постоянстве его расхода.

Одним из направлений энергосберегающей стратегии Украины до 2035 является повышение эффективности теплоснабжения [1]. Этой проблеме в последнее время посвящено большое количество книг и статей [2–5]. Стремление к снижению теплотребления вызывает необходимость осуществлять регулирование не только на источнике

теплоты (котельная, ТЭЦ), но и у потребителя, у которого в основном используется количественное регулирование [6–8]. Такой вид регулирования на вводах в здание, хорошо зарекомендовавший себя в других странах (где и на источнике используется количественное регулирование), вызывает проблемы в случае качественного регулирования теплоты на источнике. Это привело к использованию для такого случая термина «неустойчивое регулирование» [9]. В этой же статье автор достаточно аргументировано утверждал, что количественное регулирование на вводе отдельного потребителя приводит не к экономии газа, а только к перераспределению тепла – потребление здания с систе-

мой количественного регулирования уменьшается, а потребление соседних зданий (вследствие отсутствия ограничителей расхода – регуляторов постоянства перепада давлений) соответственно увеличивается.

Такие выводы верны при использовании строго качественного регулирования на источнике, но введение элементов количественного регулирования (т.е. переход к качественно-количественному регулированию) позволяет в значительной степени снизить влияние перераспределения теплоты между соседними зданиями, то есть получить реальную экономию топлива на котельной.

В связи с тем, что уже несколько лет, даже при отсутствии систем регулирования у потребителя, подключенная нагрузка котельной не является постоянной (в переходный период некоторые здания в целях экономии подключаются к системе отопления с опозданием в ноябре или отключаются при положительных внешних температурах в марте), на некоторых котельных опытным путем увидели необходимость в уменьшении расхода теплоносителя в переходный период.

Цель работы

В Украине начинается переход централизованного теплоснабжения от качественного способа регулирования отпуска теплоты к количественному. Это продолжительный процесс, сопровождающийся понижением эффективности работы тепловых сетей. В данной статье рассмотрен малозатратный способ повышения эффективности работы централизованного теплоснабжения с применением частотных регуляторов.

Анализ и оценка эффективности работы трех крупных котельных г. Мариуполь в декабре 2016 года

Ниже на основе суточных данных работы трех крупных котельных г. Мариуполь в декабре 2016 года, январе и марте 2017 года, представлена динамика изменения расхода теплоносителя в подающем трубопроводе в зависимости от температуры наружного воздуха. Были определены средние значения градусо-суток и расходы сетевой воды за 6 декад зимних месяцев и 3 декады марта. Эти зависимости представлены на рис. 1.

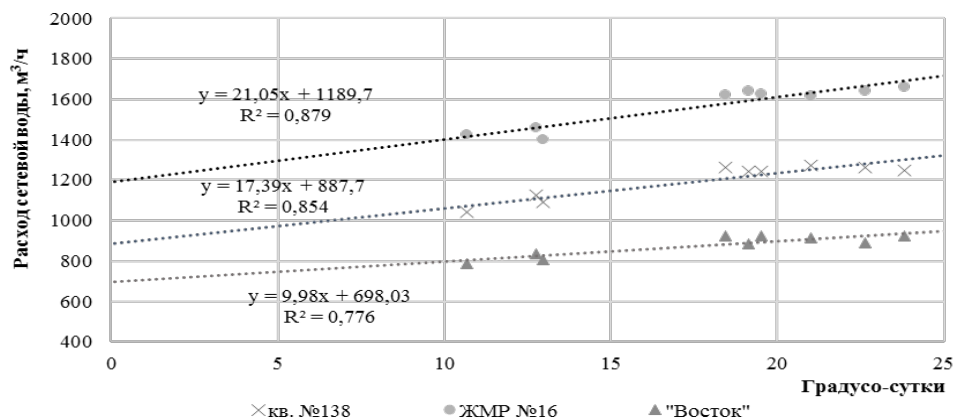


Рис. 1 – Зависимость расхода сетевой воды от градусо-суток (по декадам декабря, января, марта на котельных: кв. № 138, ЖМП № 16, «Восток»)

Анализируя полученные регрессионные линии, особенно коэффициент корреляции R^2 , видим, что есть достаточная взаимосвязь между расходом воды и градусо-сутками. Таким образом, можно сделать вывод, что регулирование на этих котельных осуществляется не только качественным способом, но и частично количественным. На всех этих котельных в переходный период (март) расход сетевой воды примерно на 15 % меньше, чем зимой.

Отметим, что сетевые насосы котельных кв. 138 и ЖМП-16 оснащены устройствами частотного регулирования (ЧР), на котельной «Восток» таких устройств нет. Анализируя значения коэффициентов корреляции R^2 , видим, что на тех котельных, где есть устройства частотного регулирования на сетевых насосах, R^2 на 10–13 % больше, чем на

котельной, где этого устройства нет (0,854, 0,879 против 0,776). Это указывает на то, что вручную трудно осуществить адекватное регулирование расхода сетевой воды.

Понятно, что на котельных, осуществляющих теплоснабжение крупных тепловых районов (при наличии ЦТП и при их отсутствии) при значительной длине тепловых сетей, частотное регулирование сетевых насосов может лишь частично сглаживать изменение расхода у отдельного потребителя (при автоматическом или ручном регулировании на вводе в здание). Но для малых тепловых районов с небольшой протяженностью тепловых сетей частотное регулирование сетевых насосов способно своевременно реагировать на изменение расхода воды у потребителей, позволяя экономить не только электроэнергию, но и топливо.

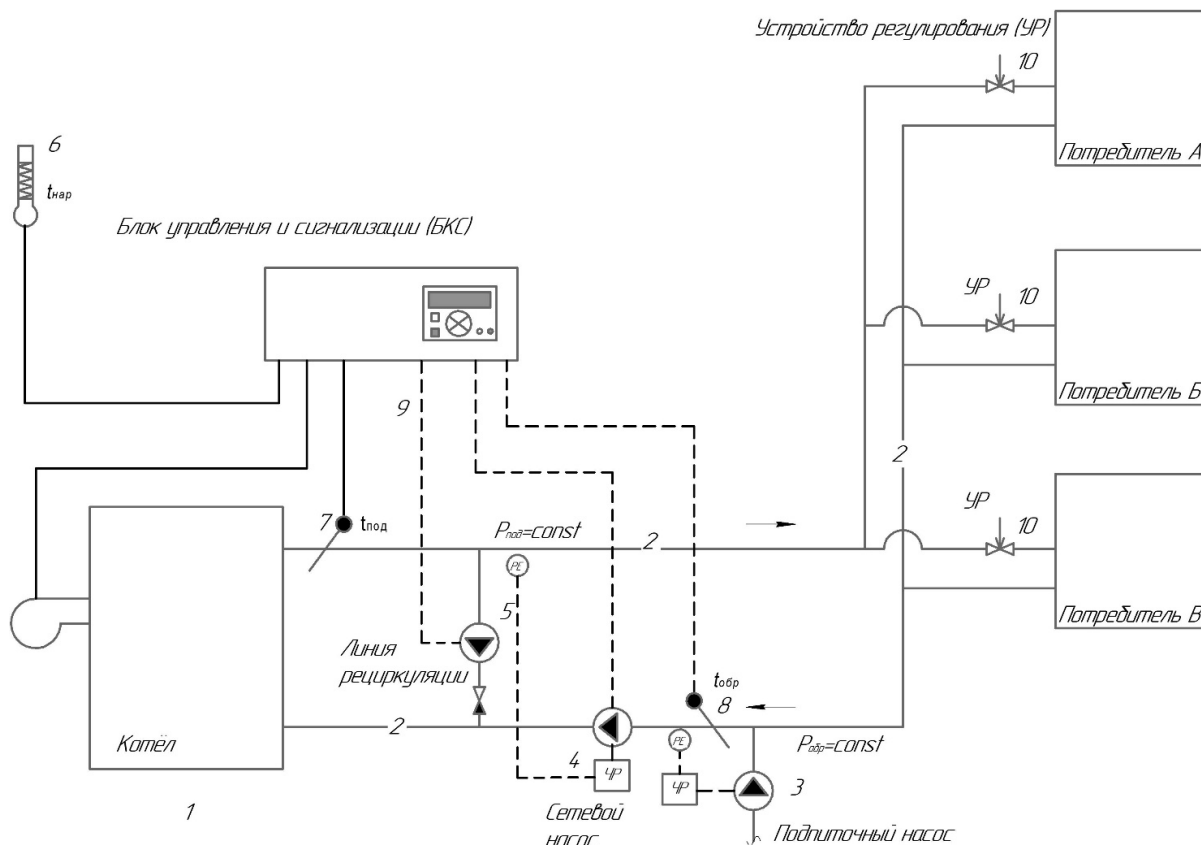


Рис. 2 – Принципиальная схема автоматизированной малой котельной:

1 – котел; 2 – трубопроводы; 3 – подпиточный насос с частотным регулятором; 4 – сетевой насос с частотным регулятором; 5 – линия рециркуляции с насосом; 6 – датчик температуры наружного воздуха; 7 – датчик температуры в подающем трубопроводе; 8 – датчик температуры в обратном трубопроводе; 9 – система автоматики и управления; 10 – устройства регулирования

Анализ существующих схем автоматизации малых котельных и предлагаемая схема

Схемы современных малых автоматизированных котельных в их разнообразии представлены в [10]. К недостаткам таких систем относится отсутствие регулирования (уменьшения) расхода сетевой воды с поддержанием устойчивого гидравлического режима при уменьшении расхода у потребителей. В результате происходит перерасход энергоносителей на котельной.

Нами предложена схема автоматизированной котельной [11], которая решает эту проблему и может быть использована в системах отопления жилых и промышленных зданий от малых котельных.

В этой схеме за счет частотного регулирования параметров сетевого и подпиточного насосов поддерживается постоянное давление в сети, уменьшается расход сетевой воды и количество сжигаемого газа при уменьшении расхода воды.

Предложенная схема представлена на рис. 2.

Система теплоснабжения работает следующим образом (рис. 2). Из котла 1 вода поступает в подающий трубопровод теплосети 2. При изменении расхода у потребителя (с помощью устройства ре-

гулирования 10, которым может быть управляемый электронный регулятор или балансировочный клапан) изменяется давление в подающем трубопроводе тепловой сети 2, на что реагирует сетевой насос 4 с помощью частотного регулятора, уменьшая расход теплоносителя в сети. При этом блок управления 9 поддерживает температуру теплоносителя в подающем трубопроводе, корректируя количество топлива, подаваемого на горение в соответствии с температурным графиком работы теплосети. Подпиточный насос с частотным регулятором 3 в автоматическом режиме поддерживает постоянное давление в обратном трубопроводе тепловой сети 2. Линия рециркуляции 5 предназначена для поддержания температуры воды на входе в котел 1.

В такой системе всегда есть устойчивый гидравлический режим, и при изменении расхода теплоносителя у определенного потребителя уменьшается расход в сети практически без повышения расхода у остальных потребителей. При этом экономия отпущенной теплоты (следовательно, и газа) на котельной количественно близка к экономии теплоты у потребителя, который уменьшил расход теплоносителя. К тому же установка частотного регулятора на сетевой насос при уменьшении расхода, как известно, приводит к экономии электроэнергии.

Использование такой схемы целесообразно лишь на малых котельных, так как большая протяженность и разветвленность трубопроводов может влиять на быстродействие и адекватность реагирования частотного регулятора на сетевом насосе.

Предложенная система позволяет потребителям использовать недорогие приборы регулирования, например, балансировочный клапан, что важно для малоэтажных зданий, где финансовая эффективность установки стандартных тепловых пунктов очень низкая. Еще одним преимуществом данной схемы является то, что даже при отсутствии устройств регулирования у потребителей, в случае уменьшения с их стороны расхода теплоносителя в здании с помощью запорной арматуры (что сейчас делается повсеместно), на котельной автоматически уменьшится расход топлива и будет получена реальная экономия.

Анализ результатов испытаний

Для подтверждения основного положения, рассматриваемого в данной статье (а именно: наличие частотного регулятора на насосе при малой протяженности сети практически устраняет перераспределение теплоносителя между соседними потребителями при уменьшении расхода отдельного потребителя), были проведены эксперименты на установке, изображенной на рис. 3, 4.

Часть экспериментальной установки, задействованная в эксперименте (рис. 4). На описанной установке проведены эксперименты, в которых анализировалась работа системы при изменении расхода теплоносителя у одного потребителя при работе насоса с частотным регулятором и без него. Регулирование расхода осуществлялось путем переключения положения рукоятки балансировочного клапана.

Таким образом, в первой серии экспериментов, выставляя на насосе с частотным регулятором постоянный напор (6, 5, 4, 3 м вод. ст.), меняли положение рукоятки балансировочного клапана у потребителя № 1 со 100 % до 0 % с шагом 20 % и фиксировали показания расходомеров № 1 и № 2, а также электрическую мощность насоса. Результаты представлены на рис. 5. При этом электрическая мощность насоса уменьшается с 37 Вт до 33 Вт при напоре 6 м вод. ст., с 29 Вт до 26 Вт при напоре 5 м вод. ст., с 12 Вт до 11 Вт при напоре 4 м вод. ст., с 9 Вт до 8 Вт при напоре 3 м вод. ст.

Анализируя результаты (рис. 5), можно констатировать постоянство расхода потребителя № 2 при всех напорах, независимо от расхода у потребителя № 1. Это подтверждает основное положение, рассматриваемое в данной статье: наличие частотного регулятора на насосе (с поддержкой постоянного перепада давления) при малой протяженности сети практически устраняет перераспределение теплоносителя между соседними



Рис. 3 – Фото установки «Лабораторный стенд Herz»

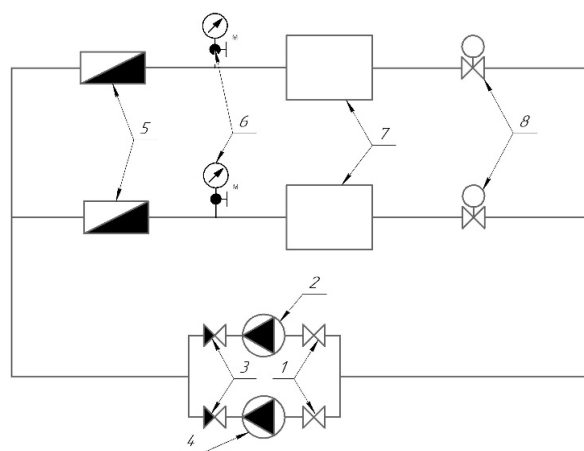


Рис. 4 – Схема установки:

1 – шаровый кран для насосов; 2 – циркуляционный насос; 3 – шаровый кран для насосов с обратным клапаном; 4 – циркуляционный насос с ЧР; 5 – расходомер; 6 – манометр; 7 – отопительный прибор; 8 – балансировочный клапан

потребителями при уменьшении расхода отдельного потребителя – расход насоса уменьшается примерно на такое же значение, то есть частотный регулятор «гасит» нежелательный рост расхода у соседних потребителей.

Для сравнения проведены аналогичные эксперименты при работе насоса без частотного регулятора. Как видно из рис. 6, при каждой из трех скоростей насоса наблюдается рост расхода у потребителя № 2 при уменьшении расхода у потребителя № 1. Это увеличение доходит до 41 %, 43 % и 10 % для 1-й, 2-й и 3-й скоростей соответственно.

Для наглядности на рис. 7 изображено изменение расхода потребителя № 2 при различных значениях расхода потребителя № 1 при работе насоса с частотным регулятором (при напоре 4 м вод. ст.) и без него (при работе на 1-й скорости). Преимущества системы, где насос оснащен частотным регулятором, очевидны.

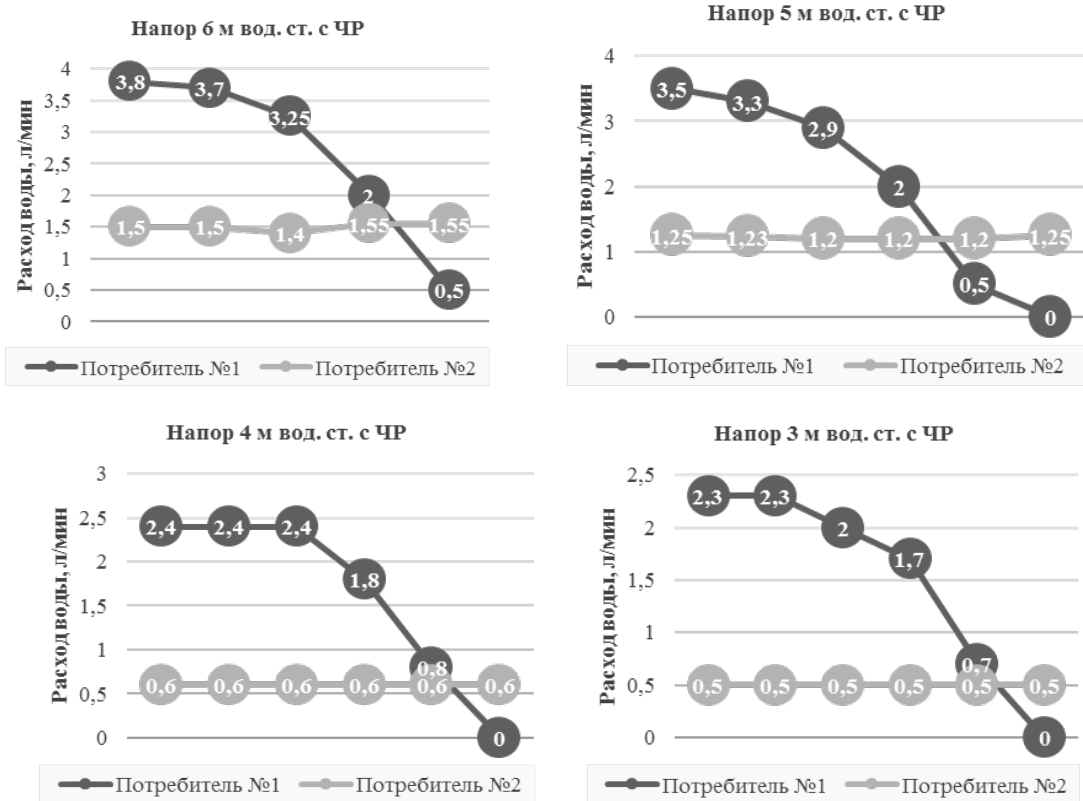


Рис. 5 – Результаты серии экспериментов на насосе с ЧР

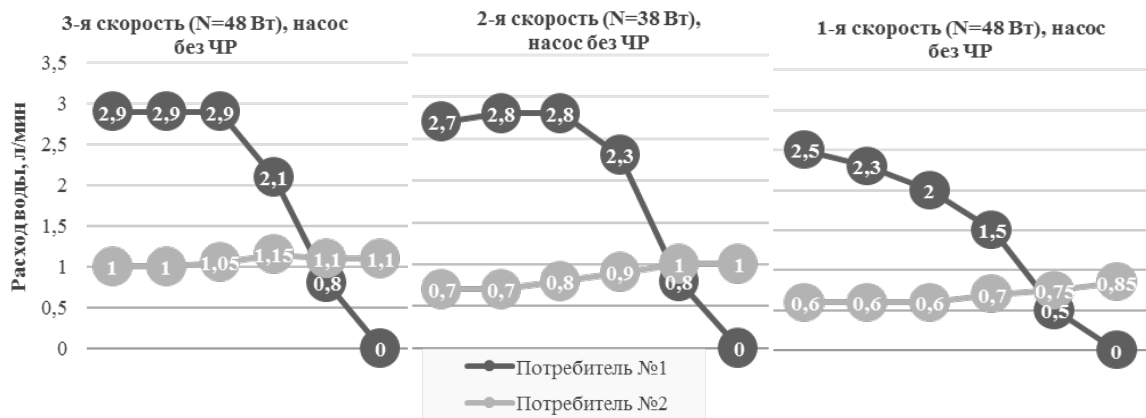


Рис. 6 – Результаты серии экспериментов с насосом без частотного регулятора

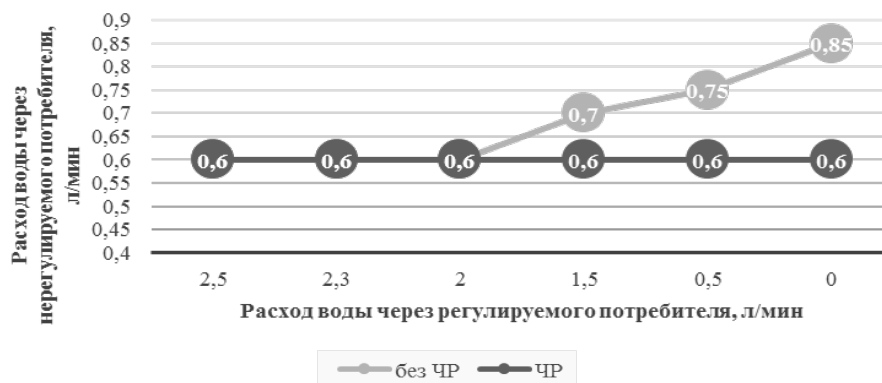


Рис. 7 – Сравнение серии экспериментов на насосе с ЧР и без ЧР (при напоре 4 м вод. ст.)

Вывод

Оснащение сетевого насоса на малых котельных устройством частотного регулирования скорости вращения позволяет практически устранить перераспределение теплоносителя между соседними потребителями при уменьшении расхода отдельного потребителя и получить экономию не только электрической энергии, но и топлива.

Список литературы

1. Енергетична стратегія України на період до 2035 р. Київ: МЕН, 2017. 53 с.
2. Мальяренко В. А. *Основи теплофізики будівель та енергозбереження: підручник*. Харків: САГА, 2006. 484 с. ISBN 966-2918-04-3.
3. Мальяренко В. А., Орлова Н. А. Анализ критерия энергоэффективности здания и сооружения. *Інтегровані технології та енергозбереження*, 2004. № 2. С. 43–48. ISSN 2078-5364.
4. Дешко В. И., Шовкалюк М. М., Ленькин А. В. Моделирование теплового состояния помещений при измерении режимов параметров отопления. *Промышленная теплотехника*, 2009. Т. 31, № 6. С. 75–80. ISSN 0204-3602.
5. Ганжа А. М., Марченко Н. А., Підкопай В. М. Обгрунтування варіантів реконструкції системи тепlopостачання житлового масиву з використанням математичного моделювання теплових втрат при транспортуванні теплоносія. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2013. № 13(987). С. 104–109. Бібліогр.: 4 назв. ISSN 2078-774X.
6. Пыркoв В. В. *Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование*. Киев: ІІ ДП «Такі справи», 2007. 252 с. ISBN 966-7208-35-4.
7. Покотилов В. В. *Регулирующие клапаны автоматизированных систем тепло- и холодоснабжения*. Вена: Фирма «Herz Armaturen», 2010. 176 с. ISBN 978-966-8977-46-6.
8. Бердишев М. Ю., Жадік А. Ю. Автоматизована мала котельня. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2018. № 2. С. 16–21. ISSN 2078-5364.
9. Гершкович В. Ф. Особенности гидравлически устойчивого регулирования теплового потока у потребителей тепловой сети. *Энергосбережение в зданиях / под ред. Н. Ф. Деминой*. Киев, 2009. №14. С. 10–16. ISSN 2078-5470.
10. Мирончук О. В. *Проектирование и применение жаротрубных стальных котлов Колви*: пособие. Киев: фирма «Eurotherm Technology», 2013. 92 с. ISBN 966-8628-02-0.
11. Пат. КМ 124467 Україна. *Автоматизированная малая котельная*. Опубл. 10.04.2018.

References (transliterated)

- 1 (2017), *Energetychna strategiya Ukrainy na period do 2035 r* [Energy strategy of Ukraine for the period until 2035], MEV, Kiev, 53 p.
2. Malyarenko V. A. (2006), *Osnovy teplofizyky budiveli ta energozberezhennya: pidruchnyk* [Fundamentals of Thermal Physics of Buildings and Energy Saving: Pi-Writer], SAGA, Kharkov, 484 p. ISBN 966-2918-04-3.
3. Malyarenko V. A. Orlova N. A. (2004), "Analyz kryteryu y energoeffektyvnosti zdanyu y sooruzheniya [Analysis of the energy efficiency criterion of the building and construction]", *Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya* [Integrated technologies and energy saving], no. 2, pp. 43–48. ISSN 2078-5364.
4. Deshko V. I., Shovkaljuk M. M., Len'kin A. V. (2009), "Modelirovanie teplovogo sostojaniya pomeshhenij pri izmerenii rezhimov parametrov otoplenija [Modeling of the thermal condition of premises when measuring heating parameters]", *Promyshlennaja teplotehnika* [Industrial heat engineering], vol. 31, no. 6. pp. 75–80. ISSN 0204-3602.
5. Ganzha A. N., Marchenko N. A., Pidkopay V. N. (2013), "Obruntuvannja variantiv rekonstrukcii sistemi teplopostachannja matematicnogo modeljuvannja teplovih vtrat pri transportuvanni teplosija [Rationale Variant Reconstruction System Supplies Heating Energy Residential Joined Laminated Panels with Using Mathematical Modeling of Heating Energy Losses During Transportation at Coolant]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 13(987), pp. 104–109, ISSN 2078-774X.
6. Pyrkov V. V. (2007), *Sovremennye teplovyje punkty. Avtomatika i regulirovanie* [Modern heat points], ІІ DP "Taki spravi", Kiev, 252 p. ISBN 966-7208-35-4.
7. Pokotilov V. V. (2010), *Regulirujushhie klapany avtomatizirovannyh sistem teplo- i holodosnabzhenija* [Regulating valves for automated systems of heat and cold supply], Firma "Herz Armaturen", Vena, 176 p. ISBN 978-966-8977-46-6.
8. Berdishev M. Ju., Zhadik A. Ju. (2018), "Avtomatizovana mala kotel'nja [Automated small boiler room]", *Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennja* [Integrated technologies and energy saving], no. 2, pp. 16–21. ISSN 2078-5364.
9. Gershkovich V. F. (2009), "Osobennosti gidravlicheski ustojchivogo regulirovanija teplovogo potoka u potrebitelej teplovoj seti [Features of hydraulically stable regulation of heat flow at consumers of the heating network]", *Jenergoberezhzenie v zdaniyah* [Energy saving in buildings], ed. N. F. Deminoj, no. 14, pp. 10–16, ISSN 2078-5470.
10. Mironchuk, O. V. (2013), *Proektirovanie i primenenie zharotrubnyh stal'nyh kotlov Kolvi* [Design and use of fire-tube steel boiler Kolvi], Firma "Eurotherm Technology", Kiev, 92 p. ISBN 966-8628-02-0.
11. Pat. KM 124467 Ukraina. *Avtomatizirovannaja malaja kotel'naja* [Automated small boiler room], Opubl. 10.04.2018.

Поступила (received) 08.10.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бердишев Микола Юрійович (Бердышев Николай Юрьевич, Berdyshev Nikolay) – кандидат технічних наук, Запорізька державна інженерна академія, доцент кафедри теплоенергетики та гідроенергетики; пр. Соборний 226, м. Запоріжжя, Україна, 69006; e-mail: berdishev@gmail.com.

Жадік Артем Юрійович (Жадик Артём Юрьевич, Zhadik Artyom) – спеціаліст, Запорізька державна інженерна академія, аспірант кафедри теплоенергетики та гідроенергетики; пр. Соборний 226, м. Запоріжжя, Україна, 69006; e-mail: artemin108@gmail.com.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT

Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V. The Strain-Stress State of K-1000-60/3000 Turbine Rotor for Typical Operating Modes	4
Usatyi O., Paschenko Yu., Avdieieva O. A Comparative Evaluation of the Efficiency Two Technological Approaches to the Design and Manufacture of the Blade Cascades of High Pressure Cylinder Turbine K-330-23.5	11
Tarasov A., Lytvynenko O., Myhaylova I. Designing the Gas Turbine Cooling System Equipped with Air Coolers	24
Yudin Yu., Subotovich V., Lapuzin A., Malymon I. Aerodynamic Investigation of Axial-Radial Diffusers for Axial Compressor of Gas Turbine Plant	31
Oleynik Yu., Saprykin S., Naumenko S. Methods of Determination of Efficiency of the Centrifugal Supercharger Taking into Account Energy Losses	36
Tretiak O., Kovryga A., Repetenko M., Nurmetov R. The Research of the Thermal State of the Umbrella Type Hydrogenerator by CAE Methods	42
Zaytsev B., Hryshyn M., Protasova T., Dmytryk V., Usatyy O. Evaluating the Stress and Vibration Conditions of the Rotor of Steam Turbine with the Defect	47
Hryshyn M., Zaytsev B., Morachkovskyy O., Pashchenko Yu., Kantor O. The Dynamics of a Rotor System of a 1100 MW Turbine Unit	55
Hryshyn M., Zaytsev B., Morachkovskyy O., Pashchenko Yu., Kantor O. A Evaluation of the Dynamic Strength of the Shaft Line with Welded Rotors of Low Pressure Cylinders of the K-220-44-1 Turbine	61
Hryshyn M., Zaytsev B., Palkov I., Kantor O., Pashchenko Yu. Welded Combined Rotor for the Steam Turbine K-325-23.5	66
Yefimov A., Romashov Yu., Kavertsev V. Estimating Workability of Steam Boilers Superheaters Considering with the High-Temperature Creep and Uniform Chemical Corrosion	76
Gontarovskiy P., Glyadya A., Garmash N. Seismic Design of the Box for the Gas Flow-Rate Metering Unit	82
Kasyanenko I. Specific Features of the Damageability of the Welded Joints of Steam Pipelines that Have Been in Service for a Long Time	87
Harashchenko O. Peculiarities of the Use of Heat-Resistant Steels for Steam Pipelines and the Elements of Their Systems	91
Berdyshev N., Zhadik A. Improvement of Efficiency of Thermal Network Operation Under Thermal Load Regulation on the Thermal Inputs of Consumers	95

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ». СЕРІЯ: ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ
ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ

Збірник наукових праць

№ 3(1328) 2019

Науковий редактор: Усатий О. П., д-р техн. наук, проф.
Технічний редактор: Науменко С. П., стар. викл.

Відповідальний за випуск Костякова Е. В.

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. № 03-19.

Підписано до друку 27.01.2019 р. Формат 60x90¹/₈. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 11,78. Обл.-вид. арк. 10,2.
Наклад 100. Зам. № 109-19. 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
