

12'2018



ВІСНИК

Національного технічного університету
«ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

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

№ 12(1288) 2018

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

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

No. 12(1288) 2018

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2018

Kharkiv
NTU "KhPI", 2018

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». — Харків : НТУ «ХПІ», 2018. — № 12(1288). — 96 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:

Юдін Ю. О., к.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

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

Тарасов О. І., д.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

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:

Yudin Yu. A., Ph.D., 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

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

Tarasov A. I., D.Sc., 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

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 3 від 30 березня 2018 р.

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

<i>Солодов В. Г., Конев В. А.</i> Формирование выхлопного отсека перспективного ЦНД с рабочей лопаткой 1650 мм	4
<i>Шубенко А. Л., Голощапов В. Н., Бабенко О. А.</i> Температурное состояние последних ступеней цилиндров низкого давления теплофикационных турбин на малорасходных режимах	11
<i>Шелешей Т. В.</i> Вплив зміни теплового навантаження на температуру відхідних газів котлів газомазутних ТЕЦ.....	17
<i>Усатый А. П., Фам Т. А.</i> Создание инженерной методики оценки эффективности сопловых решеток с поворотными диафрагмами.....	21
<i>Ефимов А. В., Ромашов Ю. В., Каверцев В. Л.</i> Влияние температурных зависимостей теплофизических характеристик материала на нестационарную теплопроводность в стенке барабана парового котла	28
<i>Рогачев В. А., Баранюк А. В., Рачинский А. Ю.</i> Численное моделирование теплогидравлических характеристик пластинчатого теплообменного аппарата	32
<i>Черноусенко О. Ю., Рындюк Д. В., Пешко В. А.</i> Повторное продление эксплуатации литого высокотемпературного оборудования энергоблоков Кураховской ТЭС.....	38
<i>Олейник Ю. А., Праско А. В., Османова Е. Г., Науменко С. П.</i> Определение КПД привода центробежного и поршневого компрессора	46
<i>Черноусенко О. Ю., Никуленков А. Г., Никуленкова Т. В., Бутовский Л. С., Беднарская И. С.</i> Расчет граничных условий для определения теплового состояния ротора высокого давления турбины АЭС К-1000-60/3000	51
<i>Бабаев А. И., Колодяжная Л. В., Голощапов В. Н.</i> Численное исследование структуры потока во входном отсеке проточного тракта клапана паровой турбины.....	57
<i>Гонтаровский П. П., Шульженко Н. Г., Гармаш Н. Г., Мележик И. И.</i> Моделирование роста кольцевой трещины в цилиндрическом элементе конструкции при циклическом нагружении	62
<i>Минко А. Н.</i> Теория и практика создания современных аппаратов воздушного охлаждения общепромышленного назначения	67
<i>Ковязін О. С.</i> Обґрунтування діаметра обсадної труби ґрунтового теплообмінника та подачі повітря в нього	71
<i>Слабченко О. Н., Голощапов В. Н.</i> О характеристиках ступени осевой турбины.....	75
<i>Tretiak O.</i> Peculiarities of Designing of Suspensions for Stators of High Power Turbogenerators	83
<i>Сірий О. А., Абдулін М. З.</i> Дослідження енергетичних показників струменево-нішевої системи спалювання палива	89

В. Г. СОЛОДОВ, В. А. КОНЕВ

ФОРМИРОВАНИЕ ВЫХЛОПНОГО ОТСЕКА ПЕРСПЕКТИВНОГО ЦНД С РАБОЧЕЙ ЛОПАТКОЙ 1650 ММ

Рассмотрены результаты расчетно-конструкторских разработок и численных исследований проточной части выхлопного отсека цилиндра низкого давления (ЦНД) в составе последней ступени с рабочей лопаткой 1650 мм с отсосом влажого пара из межвенцового зазора, канала предвключенного межступенчатого зазора с отбором пара, выхлопного патрубка с учетом установки системы охлаждения и переходного патрубка. Представлены некоторые методические аспекты и сравнительные результаты исследований на основе численного эксперимента.

Ключевые слова: ЦНД, выхлопной отсек, диффузор, ступени, утечки пара, проточная часть, потери кинетической энергии, неравномерность давления, численная модель.

В. Г. СОЛОДОВ, В. А. КОНЕВ

РОЗРОБКА ВИХЛОПНОГО ВІДСІКУ ПЕРСПЕКТИВНОГО ЦНТ З РОБОЧОЮ ЛОПАТКОЮ 1650 ММ

Розглянуто результати розрахунково-конструкторських розробок і чисельних досліджень проточної частини вихлопного відсіку циліндра низького тиску (ЦНД) у складі останнього ступеня з робочою лопаткою 1650 мм з відсмоктуванням вологоємкої пари з міжвінцевого зазору, каналу попередньо включеного між ступінчатого зазору з відбором пари, вихлопного патрубка з врахуванням установки системи охолодження, і перехідного патрубка. Представлено деякі методичні аспекти і порівняльні результати досліджень на підставі чисельного експерименту.

Ключові слова: ЦНТ, вихлопний відсік, витіки пари, диффузор, ступені, протікання пари, проточна частина, втрати кінетичної енергії, нерівномірність тиску, чисельна модель.

V. SOLODOV, V. KONEV

FORMATION OF PROSPECTIVE L.P.C. EXHAUST COMPARTMENT WITH THE 1650 MM BLADE LENGTH

The results of computational design and numerical studies of the low-pressure cylinder exhaust chamber flow path with the last stage with a 1650 mm length blade are considered. The flow path of stage contained a suction of a moisture-intensive vapor from the interrow gap, a channel of the predetermined interstage gap with steam extraction, an exhaust pipe, taking into account the installation of the system cooling and transition nozzle. All the computations were based on the model of one speed wet steam flow without droplets and super cooling was not taken into account. The sectorial approach was applied to description of the interaction of the last stage and exhaust hood. The stages were considered in steady state formulation. The initial data and boundary conditions were taken basing on results of flow simulation of whole L.P.C flow path [1, 2]. Some methodological aspects and the directions of improving of studied facilities in numerical experiment by MTFs® code are discussed.

Keywords: L.P.C., exhaust compartment, flow path, stages, diffuser, steam leakage, flow section, kinetic energy loss, pressure non-uniformity, numerical model.

Введение

Выхлопные отсеки, включающие последнюю ступень и выхлопной тракт в составе выхлопного и переходного патрубков, занимают одно из центральных мест при разработке ЦНД, так как в мощных паровых турбинах потери с выходной скоростью составляют значительную величину от располагаемого теплотеряпа. Поэтому совершенствование характеристик выхлопного отсека может обеспечить повышение КПД турбоагрегата. Эффективность выхлопного отсека определяется эффективностью последней ступени и выхлопного тракта в условиях их взаимовлияния. Это проявляется во влиянии неравномерности гидравлического сопротивления выхлопного тракта в окружном и радиальном направлении, закрутки влажнопарового потока за рабочей решеткой, утечек из систем внутриканального и периферийного влагуудаления, через надбандажный зазор и др. Существуют

тая тенденция к увеличению размеров последних ступеней требует увеличения размеров выхлопных патрубков. В этой связи создание нового выхлопного отсека ЦНД с увеличенной торцевой площадью рабочей решетки последней ступени является комплексной задачей, решение которой может быть эффективным только при учете взаимовлияния ступени и патрубка, и может обеспечить заметное повышение КПД турбоагрегата. Данная работа является продолжением работ [1, 2] в процессе разработки проекта перспективного ЦНД с длиной рабочей лопатки последней ступени 1650 мм.

1 Цель работы

Формирование и совершенствование проточной части выхлопного отсека с учетом реальных граничных условий на номинальном режиме методом численного эксперимента.

2 Краткая характеристика выхлопного тракта

Геометрические характеристики объекта исследований приведены в табл. 1. Последняя ступень работает на влажном паре, поступающем из предпоследней ступени через канал межступенчатого зазора с отбором пара. Меридиональный обвод этого канала образован специальным профилированным кольцом, прикрепленным к ободу диафрагмы предпоследней ступени через дистанционные втулки для формирования кольцевой щели отсоса влажного пара. Между кольцом и ободом диафрагмы последней ступени существует кольцевая щель отбора пара в систему регенерации. Рабочие лопатки предпоследней ступени имеют полочные бандажи, образующие с козырьком диафрагмы периферийное лабиринтное проточное уплотнение рабочего колеса. Часть основного расхода из рабочей решетки с расходом утечки из уплотнения отводится в отбор, а остальной пар поступает в последнюю ступень.

Характерными особенностями последней ступени с рабочей лопаткой 1650 мм являются небольшая «обратная закрутка» сопловых лопаток с уменьшением угла выхода потока из сопловых каналов от корня к периферии, цельнофрезерованный полочный бандаж, одна промежуточная цельно фрезерованная демпферная связь и развитая система влагоудаления. Переувлажненный пар отводится из кольцевой камеры в выхлопной патрубок. Рабочее колесо уплотнено специальным профилированным кольцом. Кольцевой надбандажный канал утечки пара образуется между наружной поверхностью бандажа, имеющего форму многогранника с 112 гранями, и внутренней поверхностью кольца (козырька).

В последней ступени имеется отсос влажного пара из периферийной зоны межвенцового зазора через две кольцевых щели шириной 4 и 11 мм, которые образованы специальным кольцом между ободом диафрагмы и козырьком. Указанное кольцо образует меридиональный обвод межвенцового зазора ступени. Сброс влажного пара осуществляется в камеру влагоудаления, а из нее через систему отверстий в кольцевой стенке камеры в сборную камеру выхлопного патрубка.

Обтекаемая поверхность козырька является частью обечайки диффузора выхлопного патрубка. Со второй частью обечайки она сочленяется с образованием радиального уступа. В базовом варианте сочленения козырька с обечайкой диффузора коллектор с форсунками для охлаждения пара на холостом ходу устанавливается на выходной кромке обечайки диффузора.

Разрабатываемая конструкция перспективного ЦНД с последней ступенью и рабочей лопаткой длиной 1650 мм принята с традиционным подвальным расположением конденсатора. Последняя ступень соединяется с горловиной конденсатора

выхлопным трактом, конструктивно состоящим из выхлопного и переходного патрубков (рис. 1).

Выхлопной патрубок (ВП) состоит из осерадиального диффузора и сборной камеры с элементами силовой системы. Данный ВП не имеет встроенного опорного подшипника, поэтому элементы силовой системы обеспечивают прочность сборной камеры под воздействием только атмосферного давления. В качестве основной принята стержневая система жесткости. Основные размеры выхлопного тракта представлены в табл. 1.

Переходный патрубок (ПП) служит для формирования перехода от выхлопного патрубка к горловине конденсатора, размещен ниже плоскости выхлопа ВП.

3 Методика расчета и обработки полей газодинамических величин

Интегральные массовые и энергетические характеристики элементов проточной части вычислялись в характерных сечениях: на входе в патрубок, по кромкам сопловых и рабочих лопаток. Осреднение параметров в этих сечениях выполнялось по методике [3]. Интегральные внутренние потери полного давления и кинетической энергии (КЭ) на участках между сечениями определялись по общепринятым формулам [4–6].

Для каналов сопел и РЛ потери КЭ вычислялись по сечениям на расстоянии 2–3 диаметров входных/выходных кромок и таким образом не учитывали потери КЭ в надбандажных и диафрагменных протечках, а также полные потери вследствие отборов и отсосов пара.

Течение в каждой расчетной подобласти описано полной системой уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру. Интегрирование системы уравнений Навье-Стокса и ассоциированных уравнений осуществляется с помощью программного комплекса *MTFS*[®] [5, 6], на основе неявной разностной *TVD* схемы конечных объемов 2-го порядка точности и варианта алгоритма [6], обеспечивающего эффективное расщепление вычислений для многопроцессорных платформ. Расчётные подобласти аппроксимировались неструктурированными гексагональными сетками. Турбулентные эффекты описывались на основе *SST* модели Ментера [7]. Расчеты выполнены на основе табличной модели влажного пара и приближения равновесной конденсации. Для сложных областей применен блочно-структурированный сеточный метод [6]. Для последней ступени ЦНД в расчетной области соплового аппарата выбрано около 1,5 млн гексаэдров и 2,5 млн. гексаэдров в области рабочего канала. Описан проволочный бандаж рабочей лопатки. Выхлопной патрубок, камера влагоудаления и переходный патрубок аппроксимировались сеткой около 10,5 млн. гексаэдров.

Таблица 1 – Геометрические характеристики элементов отсека

Ступень		
1	Высота сопла L_c , мм	1521
2	Корневой диаметр сопловой решетки $D_{с.к}$, мм	2940
3	Угол периферийного меридионального раскрытия $\gamma_{с.л}$, град	35
4	Угол корневого меридионального раскрытия $\gamma_{с.к}$, град	0
5	Корневой диаметр рабочей решетки $D_{л.к}$ мм	2900
6	Периферийный диаметр рабочей решетки $D_{л.п}$, мм	6200
7	Веерность рабочих лопаток D_l/L_l	2,758
Выхлопной патрубок (ВП)		
1	Осевая длина $L_{ВП}$, мм	2960
2	Ширина $B_{в.п.}$, мм	15960
3	Высота крышки патрубка (верхней половины) $H_{кр}$, мм	4530
4	Высота нижней половины патрубка $H_{в/п}$, мм	3900
5	Степень расширения диффузора n_d	1,65
6	Степень расширения выхлопного патрубка $n_{п}$	2,0
Переходной патрубок (ПП)		
1	Осевая длина выходного сечения $L_{2ПП}$, мм	4885
2	Ширина входного сечения $B_{1ПП}$, мм	15960
3	Ширина выходного сечения $B_{2ПП}$, мм	15960
4	Высота $H_{ПП}$, мм	7500
5	Степень расширения ПП $n_{ПП}$	1,65

Математическая модель ступени [5] выбрана стационарной, т.е. с осреднением потоков массы, импульса и энергии в окружном направлении в межступенчатом зазоре за время прохождения лопатки ротора вдоль шага решетки статора. Угловая скорость вращения ротора 1500 об/мин. На интерфейсе ротора и входа ДФ применен секторный подход [6]. Входные граничные условия определялись из расчета ЦНД [1, 2] за ступенью № 4 по полным параметрам давления и температуры, углам потока и влажности, осредненных по окружной координате. Условия входа надбандажной протечки от 4-й ступени сформированы из расхода протечки величиной 4,84 кг/сек, и углов в цилиндрической системе координат и влажности. Расход пара в отбор перед 5-ой ступенью задавался 11,4 кг/сек при радиальном вытекании. Расходы отсека № 1 и № 2, расход надбандажной протечки в ступени № 5 формировались при установлении течения к стационарному состоянию. За переходным патрубком выставлялось противодействие в конденсаторе из теплового расчета ЦНД. Перепад на отсек в расчетах определялся средним полным давлением на входе в ступень около 26500 Па при давлении в конденсаторе 5100 Па.

4 Анализ аэродинамических характеристик выхлопного отсека

Рассчитывались исходный бездиффузорный отсек **СТН0**, вариант с коллектором системы охлаждения на выходной кромке обечайки диффу-

зора **СТН1** и **СТН3** с устройством кольцевой камеры для коллектора системы охлаждения ВП. Также проведены исследования влияния высоты крышки в отсеке **СТН2** и кольцевой лопатки в диффузоре с устройством кольцевой камеры для коллектора системы охлаждения выхлопного патрубка **СТН4** и **СТН5**. Варианты **СТН4** и **СТН5** реализованы при различных конфигурациях промежуточной кольцевой лопатки.

В табл. 2,3 приведены некоторые результаты исследований, представленных **3D** моделей выхлопных отсеков ЦНД: средние интегральные газодинамические и энергетические параметры отсека в сечениях по зазорам ступени, на входе и выходе сборной камеры выхлопного патрубка и на выходе переходного патрубка. На рис. 2 дана схема протечек и течение в периферийной зоне последней ступени, на рис. 3 поля чисел Маха в меридиональной плоскости ступени и потери КЭ на рабочем венце. В модели отсека на периферии входа включена струя надбандажной протечки предвключенной ступени с расходом 4,84 кг/сек, которая направлена под углом 60° к фронту решетки (рис. 2). Вследствие закрутки входная струя протечки от 4-й ступени прилипает к обойме и полностью уходит в отбор в начале межступенчатого зазора перед сопловым аппаратом № 5. В модели отсека на периферии входа включена струя надбандажной протечки предвключенной ступени с расходом 4,84 кг/сек, которая направляется под углом 60° к фронту решетки (рис. 2).

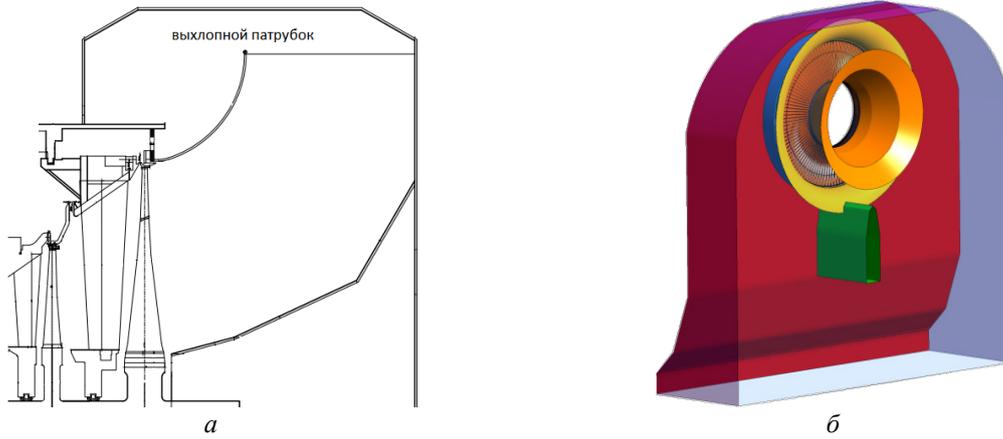


Рис. 1 – Схемы исследуемых объектов:
 а – схемы элементов рассматриваемого отсека ЦНД; б – расчетной области

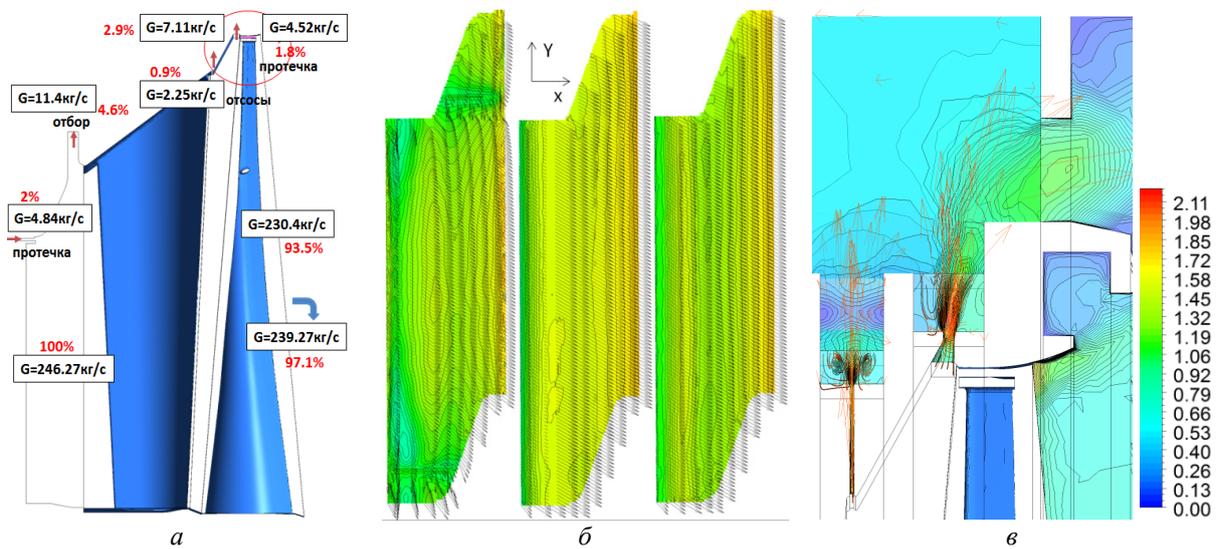


Рис. 2 – Схемы течений:
 а – схема протечек; б – течение в надбандажной щели; в – числа Маха

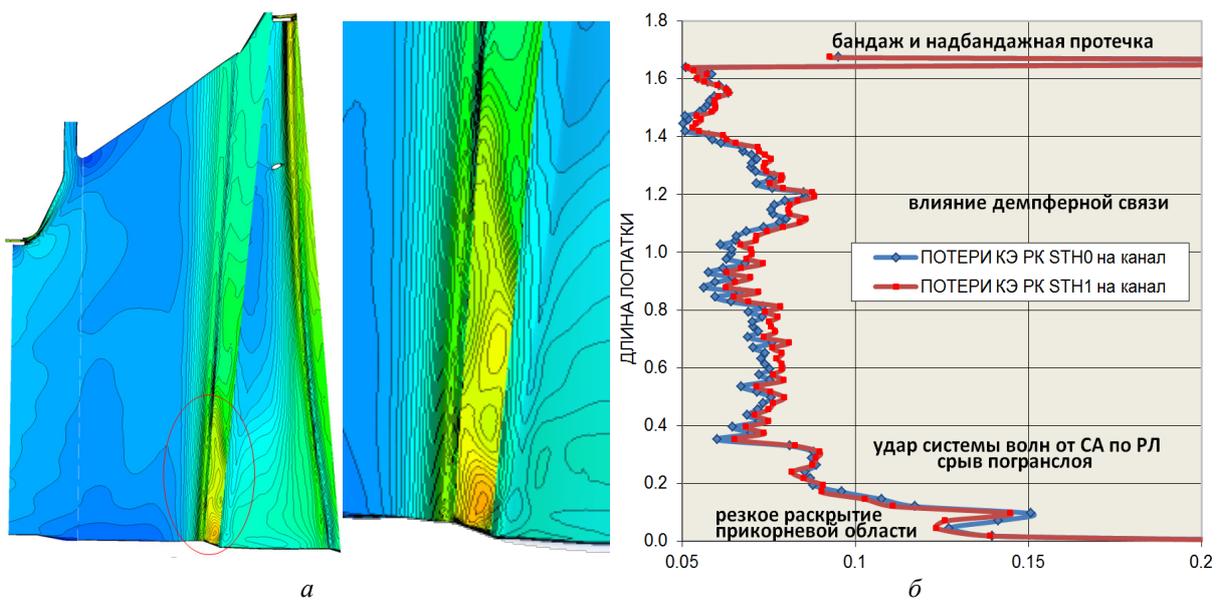


Рис. 3 – Поля чисел Маха и потери КЭ на рабочем венце:
 а – поля числа Маха в меридиональной плоскости ступени; б – потери КЭ на рабочем венце

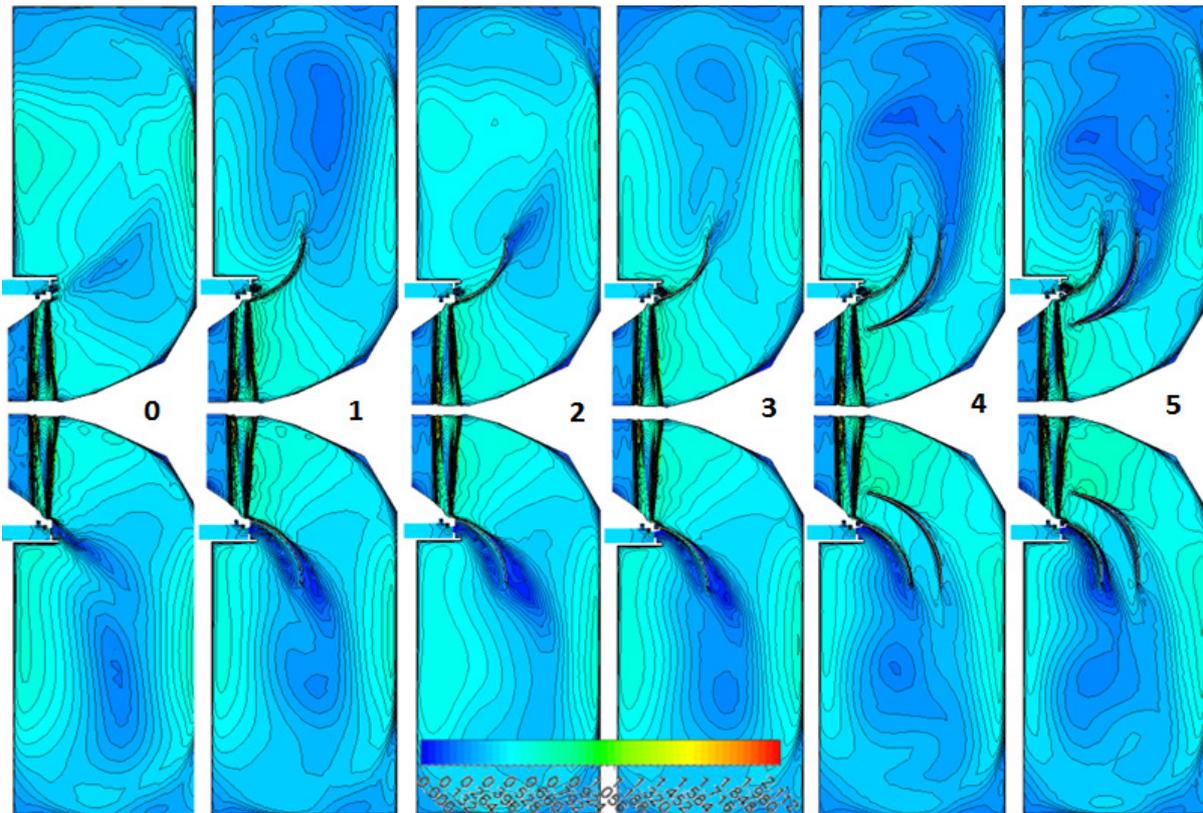


Рис. 4 – Поля числа Маха в плоскости горизонтального разреза патрубка:
0–5 – варианты патрубка

Вследствие закрутки входная струя протечки от 4-й ступени прилипает к обойме и уходит в отбор перед сопловым аппаратом № 5. Углы потока на входе в 5-ю ступень в средних поясах сопловых лопаток на данном режиме составили до 26 град по отношению к оси турбины при ударе в животик удлинителей сопловых лопаток, что дало повышенные потери КЭ на соплах (рис. 3). В целом, ступень работает подобным образом с семейством патрубков **СТН1-СТН5**, демонстрируя близкие характеристики (см. табл. 3).

Течение в зазоре ступени (рис. 3) является сверхзвуковым с характерной системой ударных волн, представленных в увеличенном фрагменте привтулочной части зазора. На правой части рисунка дан график потерь кинетической энергии на рабочей лопатке, отнесенных к перепаду на канал, для вариантов отсека: с бездиффузорным патрубком **СТН0** и с вариантом **СТН1**. График потерь отражает эффект бандаж и надбандажной протечки, влияние демпферной связи, удар в вогнутую поверхность РЛ в среднем поясе, удар системы волн от соплового аппарата и раскрытие привтулочной области рабочего венца.

Патрубок **СТН2** имеет высоту крышки, увеличенную на 18 %. С этим фактором можно связать некоторые отличия параметров на входе в ВП, в сечении горизонтального разреза, и на выхлопе. Различия по числу Маха, скорости на входе в ВП, расходной составляющей скорости составляют

около 1 %, и находятся в пределах погрешности расчета от нестационарности, учитывая большие размеры отсека. Согласно результатам исследования, увеличение высоты крышки в **СТН2** привело к увеличению коэффициента полных потерь выхлопного патрубка на 4 % в сравнении с **СТН1**.

По результатам исследования отсека **СТН3** изменение обечайки ДФ в результате введения кольцевой камеры для коллектора с форсунками системы охлаждения выхлопного патрубка привело к увеличению коэффициента полных потерь патрубка на 9,8 % в сравнении с **СТН1**. В вариантах **СТН4, 5** кольцевая лопатка обтекается с развитым отрывом, при этом структура течения в **СТН5** хуже, чем в **СТН4**. Для **СТН4, 5** коэффициент потерь на ВП снижается, но при этом растет нестационарность параметров по амплитуде и частоте в связи с увеличением объемов отрывных областей на обечайке и кольцевой лопатке. Следует отметить, что в варианте **СТН5** внешний контур диффузора и лопатки на последней трети дуги загнут вертикально, пространство диффузора не заполняется, и поток отрывается, т.к. центробежная сила от закрутки не прижимает поток к обечайке и лопатке (рис. 4). Анализ коэффициентов окружной неравномерности давления на входе патрубка $\Omega_p = (p_{\max} - p_{\min})/Q_{\text{вх}}$, $Q_{\text{вх}} = 0,5\rho_{\text{вх}} C_{\text{вх}}^2$, приведенных в табл. 2, показывает минимальное значение неравномерности для бездиффузорного вари-

анта **STH0**. Организация осерадиального диффузора увеличила этот коэффициент в 3 раза, но при этом коэффициент потерь уменьшился на 31 %. Увеличение высоты крышки патрубка на 18 % (вар. **STH2**) снизило неравномерность относительно вар. **STH1** в 1,86 раза. Устройство кольце-

вой камеры для коллектора с форсунками системы охлаждения выхлопного патрубка привело к уменьшению неравномерности в 1,3 раза. Коэффициент неравномерности в вариантах **STH4**, **STH5** увеличен из-за обратного влияния лопатки диффузора.

Таблица 2 – Неравномерность статического давления на входе в патрубок

[Па]	P_{max}	P_{min}	$Q_{вх}$	Ωp	[Па]	P_{max}	P_{min}	$Q_{вх}$	Ωp
STH0: Обечайка	4850	4300	1290.8	0.426	STH3: Обечайка	5050	3650	1403.5	0.997
Середина	5100	4750	—	0.271	Середина	5100	4250	—	0.606
Втулка	6250	6080	—	0.132	Втулка	6100	5700	—	0.285
STH1: Обечайка	5100	3300	1416.8	1.295	STH4: Обечайка	5300	3500	1408.5	1.278
Середина	5100	4000	—	0.791	Середина	5200	3800	—	0.994
Втулка	6100	5600	—	0.360	Втулка	6050	5350	—	0.497
STH2: Обечайка	4600	3600	1432.9	0.698	STH5: Обечайка	5100	3300	1407.6	1.295
Середина	4750	4150	—	0.419	Середина	5100	4000	—	0.791
Втулка	5850	5600	—	0.174	Втулка	6100	5600	—	0.360

Таблица 3 – Интегральные параметры потока в сечениях отсека

Сечение	Параметр	STH0	STH1	STH2	STH3	STH4	STH5
Расход	Расход выхлопа, кг/с	239.271	239.238	240.733	241.115	240.585	244.553
Вых СА	$R_{ст}$ выход СА, Па	14033.4	14006.9	14041.5	14038.3	14043.3	14015.8
	M вых СА	0.991333	1.00066	0.998826	0.999037	0.998796	1.001
	Y вых СА	0.128246	0.124215	0.124149	0.124162	0.124151	0.124
	Ho вых СА, Дж/кг	2371480	2383210	2383210	2383210	2383210	2383210
	$T_{ст}$ вых СА, К	325.049	324.881	324.985	324.988	324.989	324.903
Вход ВП	Co вых СА, м/с	397.062	401.621	401.07	401.167	401.063	401.666
	$R_{ст}$ вход ВП, Па	4879.3	4464.64	4406.36	4521.81	4489.35	4494.04
	M вход ВП	0.659706	0.722533	0.731566	0.714618	0.718201	0.718000
	Y вход ВП	0.155922	0.153943	0.154281	0.153697	0.153839	0.154000
	Ho вход ВП, Дж/кг	2213890	2221520	2221130	2221890	2221590	2221630
Гор. Разъём	$T_{ст}$ вход ВП, К	305.479	303.892	303.654	304.101	304.013	304.03
	Co вход ВП, м/с	250.787	274.316	277.543	271.44	272.786	272.571
	$R_{ст}$ гор разъем, Па	5260.36	5273.46	5101.26	5202.77	5212.01	5190.87
	M гор разъем	0.503202	0.465178	0.502713	0.490628	0.462657	0.463000
	Y гор разъем	0.148400	0.143973	0.144855	0.144584	0.143799	0.144000
Выхлоп	Ho гор разъем, Дж/кг	2222360	2230880	2229670	2230510	2230930	2230680
	$T_{ст}$ гор разъем, К	306.847	306.899	306.306	306.659	306.690	306.617
	Co гор разъем, м/с	192.601	178.748	192.893	188.346	177.664	177.913
	$R_{ст}$ выхлоп ПП, Па	5132.83	5136.22	5122.51	5125.70	5116.97	5113.62
	M выхлоп	0.380963	0.358195	0.323915	0.357909	0.327994	0.307000
ПП	Y выхлоп	0.14569	0.142117	0.141316	0.141898	0.141114	0.141000
	Ho выхлоп, Дж/кг	2220300	2227690	2227450	2228090	2228250	2227050
	$T_{ст}$ выхлоп ПП, К	306.474	306.486	306.438	306.45	306.419	306.407
	Co выхлоп ПП, м/с	146.249	137.905	124.824	137.822	126.377	118.160
	Потери ВП	Потери ВП	1.043430	0.872726	0.926769	0.946833	0.898935
Потери ПП	Потери ПП	0.937618	0.682620	0.660320	0.724178	0.712745	0.717000

Выводы

1. Разработана математическая модель и проведены расчётные исследования на влажном паре выхлопного отсека ЦНД составленного из выхлопного и переходного патрубков. Учтены надбандажная протечка и отбор перед последней ступенью, два кольцевых канала отсоса влажного пара из периферийной зоны межвенцового зазора и протечка пара через надбандажный канал.

2. Углы потока на входе в последнюю ступень получены из расчетов ЦНД [1, 2] и в средних

поясах сопловых лопаток на данном режиме составляют до 26 град по отношению к оси турбины, приводят к удару в животик сопловых лопаток, что дает повышенные потери КЭ на соплах.

3. Вследствие второго отсоса пара и влаги в межвенцовом зазоре поток отклоняется в меридиональной плоскости, поэтому при выходе из СА перед влагоудалением меридиональные углы выше углов теплового расчета на 10–12 град.

4. Импульс струи надбандажной утечки последней ступени с исследованными вариантами

диффузора не обеспечивает полностью безотрывное обтекание обечайки диффузора.

5. За ступенью существует закрутка потока, которая составляет около 18 град от осевого направления и порождает центробежный эффект, способствующий поджатию течения к обечайке диффузора.

6. Выхлопной тракт с обечайкой диффузора (вар. **СТН1**) эффективнее восстанавливает давление, чем бездиффузорный (вар. **СТН0**). По этой причине коэффициент полных потерь выхлопного патрубка уменьшается с 1,04 до 0,87. При этом потери КЭ на РЛ повышаются на 0,3 %, а потери на СА ступени уменьшаются на 0,15 %.

7. Коэффициент неравномерности давления для диффузорного варианта повышается в три раза в сравнении с бездиффузорным вариантом **СТН0**.

8. Изменение обечайки диффузора при организации камеры для коллектора системы охлаждения (вар. **СТН3**) приводит к увеличению коэффициента полных потерь ВП на 8,4 % в результате ухудшения формообразования профилированного козырька.

9. Увеличение высоты крышки ВП (вар. **СТН2**) на 18 % снижает окружающую неравномерность давления за рабочим венцом в 2 раза, но приводит к увеличению коэффициента полных потерь выхлопного патрубка на 6,2 %. Данная тенденция совпадает с опытными данными [8].

10. Последние ступени характеризуются большим меридиональным периферийным раскрытием, что существенно затрудняет оптимизацию ступеней по традиционной методике их формообразования, особенно с учетом выхлопного отсека. Поэтому целесообразно в объеме работ по созданию перспективных ЦНД предусмотреть разработку и численные исследования последних и предпоследних ступеней ЦНД с применением направляющих аппаратов с комбинированной саблевидностью сопловых лопаток.

Список литературы

1. Солодов В. Г., Конев В. А. Совершенствование проточной части ЦНД мощной паровой турбины с учетом протечек. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 42(1264). С. 43–50.
2. Солодов В. Г., Швецов В. Л., Конев В. А. Численная модель проточной части ЦНД мощной паровой турбины с учетом протечек. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 8(1230). С. 6–12. doi: 10.20998/2078-774x.2017.08.01.

3. *Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин*. под ред. Черникова В.А. – Ленинград: Машиностроение, ЛО, 1980. 263 с.
4. *RTM 108.020.120-77 Аэродинамическое профилирование и расчёт выхлопных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин*.
5. Солодов В. Г., Стародубцев Ю. В. *Сертификат гос. регистрации авторских прав № 5921 Украины. Научно-прикладной программный комплекс MTF5® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы*. Украинское Государственное Агентство по авторским и смежным правам. №5921; заявл. 24.05.2002; опубл. 17.07.2002.
6. Солодов В. Г., Стародубцев Ю. В. Опыт трехмерного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в турбомашинах. В кн: *Аэрогидродинамика: Проблемы и перспективы*. Харьков: Нац. Аэрокосм. Ун-тет «ХАИ», 2004. С. 134–157.
7. Солодов В. Г. *Моделирование турбулентных течений: Расчет больших вихрей*. Харьков: ХНАДУ, 2011. 168 с.
8. Мигай В. К., Гудков Э. И. *Проектирование и расчет выхлопных диффузоров турбомашин*. Ленинград: Машиностроение, 1981.

References (transliterated)

1. Solodov, V., and Konev, V. (2017), "Improvement of the flow path of L.P.C. of a powerful steam turbine taking into account leak system", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits*, 2017, no. 42(1264), pp. 43–50. (In Russian)
2. Solodov, V., Shvetsov, V., and Konev, V. (2017), "Numerical model of L.P.C. flow path with leak system of powerful steam turbine unit", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, 2017, no. 8(1230). pp. 6–12, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774x.2017.08.01 (In Russian).
3. *RTM 108.020.120-77 Aerodynamic profiling and calculation of exhaust nozzles of low-pressure cylinders of steam turbines*. (1980), *Heat Turbine Stages Aerodynamical Characteristics*, Ed. By V.A. Chernikov V.A, Mashinostroenie, Leningrad, 262 p. (In Russian).
5. Solodov, V.G., Starodubtsev, Yu.V. (2002), "The Scientific Application Software MTF5® for Calculation of 3D Viscous Turbulent Liquid and Gas Flows in Arbitrary Shape Domains", *Certificate of State Registration, Ukrainian State Agency of Copyrights and Related Rights*, No. 5921, 07.16.2002 (In Ukrainian).
6. Solodov, V.G., and Starodubtsev, Yu.V. (2004), "The experience of 3D modeling of compressible viscous turbulent flows in turbomachinery", In book: *Aerodynamics: Problems and Perspectives*, National Aerospace University "KhAI", Kharkov, 2004, pp. 134–157 (In Russian)/
7. Solodov, V.G., (2011), *Turbulent flow modeling. Large eddy simulation*, Publishing house KhNAHU, Kharkov, 168 p.
8. Migai V. K., Gudkov E. I. (1981), *Design and calculation of output diffusers of turbomachines*. Mashinostroenie, Leningrad.

Поступила (received) 15.01.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Солодов Валерій Григорович (Солодов Валерий Григорьевич, Solodov Valerii) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній ун-тет (ХНАДУ), завідувач кафедри «Теоретична механіка і гідравліка»; м. Харків, Україна; e-mail: solodov.v@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9607-8184>.

Конев Володимир Афанасійович (Конев Владимир Афанасьевич, Konev Vladimir) – інженер, м. Харків, Україна, e-mail: v.konev.1402@gmail.com.

А. Л. ШУБЕНКО, В. Н. ГОЛОЩАПОВ, О. А. БАБЕНКО

ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ЦИЛИНДРОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН НА МАЛОРАСХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Предложен методологический подход к определению затрат энергии для ступени, работающей в области малорасходных режимов, базирующийся на формуле Зутера-Траупеля. На основе обобщения экспериментальных данных получены зависимости для режима холостого хода ступени, величины расхода пара и ее влияния на потребление мощности. Проанализировано изменение температуры пара при различных значениях расхода и давления в конденсаторе, построены зависимости изменения температуры и удельного объема во всем диапазоне малорасходных режимов.

Ключевые слова: теплоэлектроцентраль, теплофикационная турбина, цилиндр низкого давления, температурное состояние, малорасходный режим.

О. Л. ШУБЕНКО, В. М. ГОЛОЩАПОВ, О. А. БАБЕНКО

ТЕМПЕРАТУРНИЙ СТАН ОСТАННІХ СТУПЕНІВ ЦИЛІНДРІВ НИЗЬКОГО ТИСКУ ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ ТУРБІН НА МАЛОВИТРАТНИХ РЕЖИМАХ

Запропоновано методологічний підхід до визначення витрат енергії для ступеня, який працює в області маловитратних режимів, що базується на формулі Зутера-Траупеля. На основі узагальнення експериментальних даних отримано залежності для режиму холостого ходу ступеня, величини витрати пари та її впливу на споживання потужності. Проаналізовано зміну температури пари при різних значеннях витрати й тиску в конденсаторі, побудовано залежності зміни температури та питомого об'єму в усьому діапазоні маловитратних режимів.

Ключові слова: теплоелектроцентраль, теплофікаційна турбіна, циліндр низького тиску, температурний стан, маловитратний режим.

A. SHUBENKO, V. GOLOSHCHAPOV, O. BABENKO

TEMPERATURE STATE OF THE LAST CASCADES OF LOW PRESSURE CYLINDERS OF HEAT TURBINES IN LOW FLOW RATE MODES

Operation of high-power turbines during the power grid regulation results in that the last cascades of low pressure section are switched over to the power consumption mode which results in additional energy losses. It is especially related to the heat turbines in which the operation modes are regulated by the rotary regulating orifice in the range of purely condensing flow rate to the flow rate that is actually close to a zero. The modes of power consumption by the last turbine cascades are attributed to low flow rate modes and are in the domain below the mode of idle running of the last cascade. Operation of the cascade with long blades in the domain of low flow-rate modes is accompanied by a high level of ventilation losses, and accordingly by the rise in steam temperature and it significantly affects its density. The suggested paper gives consideration to the approach used for the definition of power inputs in the cascades with low bushing ratio based on the use of Zutter-Traupel formula. A complicated character of a change in the steam temperature in the cascade for the domain of low flow-rate modes required to determine an averaged value of it as a function of the relative volumetric flow rate and correlate it to the steam temperature value measured behind the turbine wheel, based on the analysis of available experimental data. It allowed us to obtain the dependence of a change in the density on the pressure in the capacitor and the temperature measured at the turbine wheel output in the entire range of low flow-rate modes.

Key words: heat and power plant, heat turbine, low pressure cylinder, temperature state and low flow-rate mode.

Введение

Эффективность работы теплофикационных турбин определяется уровнем использования тепловой энергии топлива, которая расходуется на производство электроэнергии и тепла, поставляемых потребителям. Соотношение между производством электрической и тепловой энергии зависит от сезона (температуры окружающей среды) и уровня электрической нагрузки, определяемой диспетчерской службой энергорынка.

Теплофикационные турбины работают как на номинальном режиме, так и чисто теплофикационным при полностью закрытой поворотной диафрагме цилиндра низкого давления (ЦНД), когда

практически весь пар поступает через нижний отбор в сетевой подогреватель нижней ступени ПС-1, в котором при конденсации он передает тепло сетевой воде. На этом режиме небольшая часть пара через неплотности между поворотным кольцом и диафрагмой регулирующей ступени проходит в проточную часть ЦНД.

В настоящее время в турбинах используются как неуплотненные, так и уплотненные диафрагмы, что оказывает влияние на тепловое состояние ступеней ЦНД и, как следствие, на работу систем их охлаждения. Теплофикационные режимы устанавливаются положением регулирующей поворотной диафрагмы, зависящим от величины нагрузки тепловой сети, и режимом работы турбины, определяемым расходом свежего пара.

На уровень потерь энергии в теплофикационной турбине, кроме отвода тепла в конденсаторе,

© А. Л. Шубенко, В. Н. Голощاپов, О. А. Бабенко, 2018

Работа выполнена в рамках Целевой программы научных исследований НАН Украины «Научно-технические основы энергетического сотрудничества между Украиной и Европейским Союзом» («Об'єднання-3»).

оказывает влияние работа ступеней ЦНД в вентиляционном режиме, при котором затрачивается механическая работа, поступающая от ротора турбины. При этом работа ступеней ЦНД на малорасходном режиме сопровождается формированием привулочного отрыва за рабочим колесом и вращающимся вихрем в межвенцовом зазоре, интенсивность которых зависит от величины относительного объемного расхода

$$\overline{Gv}_2 = Gv_2 / (Gv_2)_{\text{ном}},$$

где Gv_2 – объемный расход пара на рассматриваемом режиме;

$(Gv_2)_{\text{ном}}$ – объемный расход пара, соответствующий номинальному режиму ступени, который определяется по максимальному КПД на венце ступени.

На рис. 1 приведена структура потока в проточной части одного потока ЦНД турбины Т-250/300-240 при значении $\overline{Gv}_2 = 0,05$.

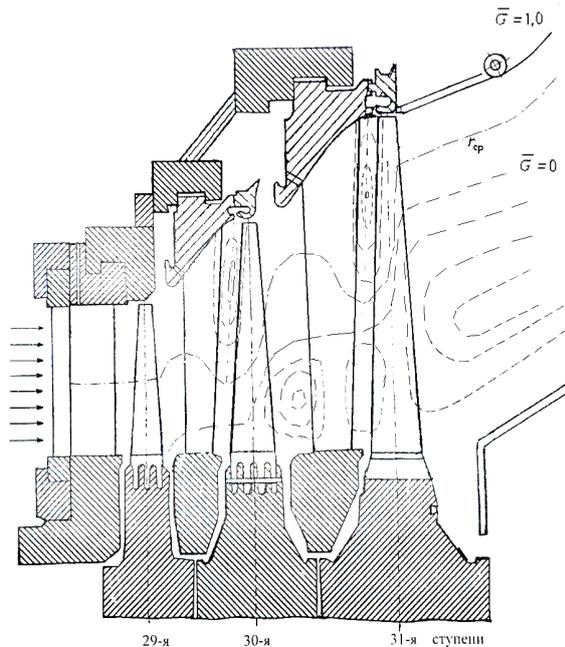


Рис. 1 – Области отрывов потока в проточной части ЦНД турбины Т-250/300-240 при $\overline{Gv}_2 = 0,05$

Сложная структура течения в ступени затрудняет возможность определения затрат мощности на работу ступеней ЦНД, т.к. вентиляционные потери приводят к существенному повышению температуры пара и, как следствие, к сложности определения плотности пара при этих режимах.

Цель работы

На основе анализа изменения температуры пара при разных величинах относительного объемного расхода \overline{Gv}_2 разработать подход к определению плотности пара, необходимой для расчета затрат мощности в ступенях ЦНД турбин.

Результаты исследования

Затраты мощности в ступени ЦНД на малорасходных режимах его работы определяются по зависимостям, полученным в работах авторов [1] и др.

$$N_{\text{потр}} = C_0 \overline{C} \frac{\pi D_{\text{cp}} l_{\text{пл}}}{2} \rho_{\text{cp}} U_{\text{cp}}^3, \quad (1)$$

где C_0 – коэффициент потребления мощности при нулевом расходе пара через ступень;

$\overline{C} = C/C_0$ – коэффициент влияния расхода на потребление мощности;

D_{cp} – средний диаметр рабочего колеса;

$l_{\text{пл}}$ – длина рабочей лопатки;

ρ_{cp} – средняя плотность пара на рабочем колесе;

U_{cp} – окружная скорость рабочего колеса на среднем диаметре.

Коэффициент C_0 соответствует потреблению мощности ступенью при чисто вентиляционном режиме работы ($G_{\text{ст}} \approx 0$), зависит от геометрических характеристик рабочей решетки

$$C_0 = 0,04 + [0,09 + 5,629(1 - 1,078 \text{tg} \beta_2^{\text{cp}}) \frac{B_{\text{cp}}}{D_{\text{cp}}} \frac{l_{\text{пл}}}{D_{\text{cp}}}], \quad (2)$$

где B_{cp} – ширина рабочего колеса ступени;

β_2^{cp} – угол выхода потока на среднем диаметре.

Коэффициент \overline{C} характеризует влияние расхода пара через рабочую решетку и определяется как

$$\overline{C} = [1 - 0,3(\overline{Gv}_2) + 0,6(\overline{Gv}_2)^2 - 1,3(\overline{Gv}_2)^3], \quad (3)$$

где $\overline{Gv}_2 = Gv_2 / (Gv_{2\text{хх}})$ – относительный объемный расход пара, определяемый по отношению к расходу пара на режиме холостого хода.

Относительный объемный расход для режима холостого хода ступени может быть для ступеней с малым и средним отношением $D_{\text{cp}}/l_{\text{пл}}$ определен как

$$\overline{Gv}_{2\text{хх}} = \frac{(U/C_0)_{\text{ном}}^2}{(U/C_0)_{\text{ном}}^2 + 0,5(v_2/v_1)_{\text{ном}} \eta_u^{\text{max}} + 0,1443 - 0,391 \rho_{\text{cp}}^{\text{ном}}}, \quad (4)$$

где $(U/C_0)_{\text{ном}}$ – характеристическое число, соответствующее номинальному режиму ступени;

U – окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса;

C_0 – скорость, соответствующая изоэнтропийному теплоперепаду ступени;

v_1, v_2 – удельный объем пара перед и за рабочим колесом;

η_u^{max} – КПД ступени на номинальном режиме ее работы;

$\rho_{\text{cp}}^{\text{ном}}$ – степень реактивности ступени на среднем радиусе при номинальном режиме.

Значение $(\overline{Gv_2})_{\text{ном}}$ может быть принято согласно тепловому расчету проточной части турбины.

Анализ зависимостей (1)–(4) показывает, что при малорасходных режимах необходимо достоверно определять среднюю плотность пара на рабочем колесе, на величину которой сильно влияние оказывает температура пара, зависящая от уровня вентиляционных потерь.

В процессе эксплуатации контроль температуры пара осуществляется по показаниям термопар, установленных за рабочим колесом в обоих потоках ЦНД в области горизонтального разъема. Однако изменения структуры потока при малорасходных режимах и уровня вентиляционных потерь не позволяют напрямую использовать их показания для определения плотности пара. Поэтому для определения параметров пара, по которым может быть определена его плотность, требуется проанализировать изменение давления за рабочим колесом и его температуры с учетом структуры потока.

Для турбин Т-100/120-130 и Т-250/300-240 выполнены исследования температуры рабочих и направляющих лопаток ступеней натуральных ЦНД [2, 3]. Измерения выполнялись на входных и выходных кромках направляющих (см. рис. 2) и рабочих лопаток.

На рис. 2а представлены результаты измерения температуры на кромках направляющих лопаток 27-й ступени турбины Т-100/120-130 при закрытой диафрагме, на рис. 2б на выходных кромках 29, 30 и 31 ступеней турбины Т-250/300-240 при разных давлениях в конденсаторе и одном расходе пара.

Из рис. 2а следует, что для турбин Т-100/120-130 температура пара в периферийной области второй ступени ЦНД при малых расходах определяется сформировавшимся вращающимся вихрем, который имеет достаточно высокую интенсивность.

Подобная картина изменения температуры пара, измеренной на выходных кромках направляющих лопаток трех ступеней одного потока ЦНД турбины Т-250/300-240, представленная на рис. 2б, показывает, что при практически одинаковом расходе пара происходит снижение температуры от 29-й к 31-й ступени с увеличением ее в областях повышенных потерь – корневой и периферийной в 30-й и 31-й ступенях. Увеличение давления в конденсаторе привело к повышению температуры в 30-й и 31-й ступенях, что может быть объяснено повышением уровня потерь, связанных с зарождением отрывных явлений.

Исследование температурного состояния лопаточных аппаратов ЦНД турбины Т-250/300-240 [4] показало, что по мере увеличения давления в конденсаторе и уменьшения расхода пара происходит значительное изменение температуры пара по длине рабочей лопатки (см. рис. 3), вызванное как привтулочным отрывом, так и вращающимся вихрем,

причем разность температуры на кромках рабочей лопатки при достаточно больших расходах пара составляла 40–45 °С, а уровень температуры в средней зоне лопатки превышал 220 °С при $p_k = 29,4$ кПа и $G = 20,8$ кг/с на один поток ЦНД.

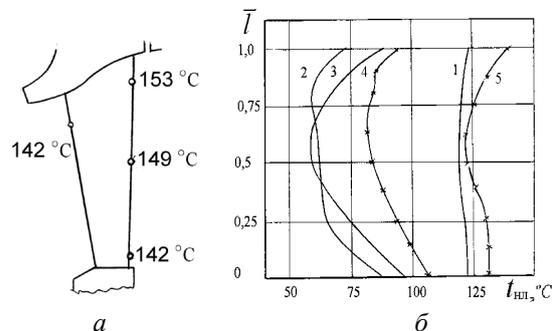


Рис. 2 – Изменение температуры в направляющих аппаратах:

а – турбина Т-100/120-130,

$p_0 = 60$ кПа, $p_k = 6,5$ кПа, $G = 4,17$ кг/с;

б – турбина Т-250/300-240,

$p_k = 9,8$ кПа, $G = 23,9$ кг/с;

1 – ступень 29, 2 – ступень 30, 3 – ступень 31;

$p_k = 29,4$ кПа, $G = 24,7$ кг/с;

4 – ступень 30, 5 – ступень 31

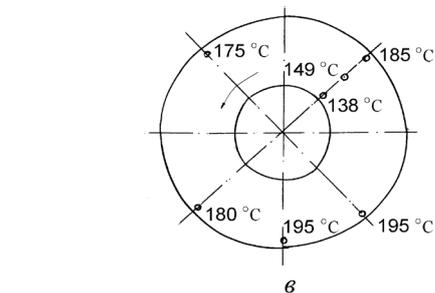
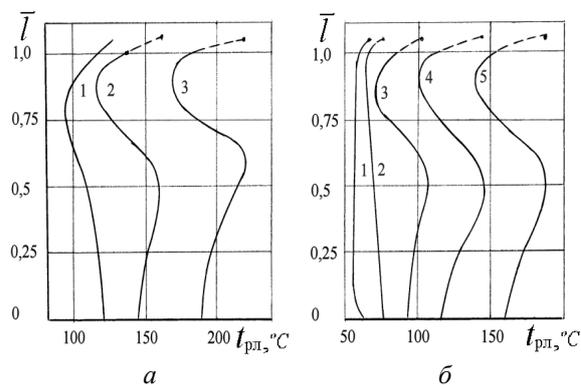


Рис. 3 – Изменение температуры пара в рабочем колесе ступени 31 турбины Т-250/300-240:

а – $p_k = 29,4$ кПа:

1 – $G = 54,2$ кг/с, 2 – $G = 40,8$ кг/с, 3 – $G = 20,8$ кг/с;

б – 1 – $p_k = 9,8$ кПа, $G = 23,9$ кг/с;

2 – $p_k = 12,7$ кПа, $G = 24,7$ кг/с; 3 – $p_k = 14,7$ кПа,

$G = 24,7$ кг/с; 4 – $p_k = 19,6$ кПа, $G = 24,7$ кг/с;

5 – $p_k = 29,4$ кПа, $G = 24,7$ кг/с;

в – $6 \leq G_{\text{xx}} \leq 6,25$ кг/с на 1 поток, $p_k = 9$ кПа,

$V_{2-31} = 138$ м³/с

Привтулочный отрыв потока при его вращении вокруг оси ступени вызывает нарушение симметрии распределения температур за рабочим колесом 31-й ступени. В корневую область поступает более холодный пар из конденсатора, а в периферийную – «горячий» пар из вращающегося в межвенцовом зазоре 31-й ступени вихря (рис. 3в).

Результаты обработки опытов, выполненных на натурном стенде УТЗ [5], по максимальной температуре выходной кромки рабочей лопатки в центральной области лопатки и относительному объемному расходу приведены на рис. 4.

Результаты показали следующее:

- на уровень повышения температуры существенное влияние оказывает относительный объемный расход, принятый как отношение объемного расхода пара через последнюю ступень (активного пара, поступающего в ступень) к объемному расходу, определенному при максимальном окружном КПД ступени;

- для опытов, проведенных при слегка перегретом паре перед регулирующей ступенью $p_n = p_{нс} + (2...5)^\circ\text{C}$ имеется граница $A-A$ перехода от температуры насыщения t_s , соответствующей давлению за рабочим колесом p_2 , равным давлению в конденсаторе p_k ; в исследованном диапазоне изменения p_k от 5,7 кПа до 29,4 кПа величина \overline{G}_{v2} изменяется приблизительно от 0,33 до 0,42, т.е. в достаточно узком диапазоне;

- в диапазонах изменения \overline{G}_{v2} от $(\overline{G}_{v2})_A$ до $\overline{G}_{v2} = 0,225$ и от $\overline{G}_{v2} = 0,225$ до $\overline{G}_{v2} = 0,05$ наблюдается линейное увеличение максимальной температуры t_{max} , соответствующее каждому из рассматриваемых значений p_k ;

- экстраполяция максимальных температур на нулевое значение \overline{G}_{v2} , соответствующее нулевому расходу пара через ступень ($G_{ст} \approx 0$), позволяет оценить уровень максимальных температур пара (см. рис. 5) в зависимости от давления в конденсаторе p_k .

Возможное изменение максимальной температуры для последней ступени турбины Т-250/300-240, имеющей длину рабочей лопатки $l_{пл} = 940$ мм, находится в диапазоне от 265 до 360 °С, а при полностью закрытой поворотной регулирующей диафрагме (протечка пара соответствует $0,045 \leq \overline{G}_{v2} \leq 0,05$) при отключенной системе охлаждения может достигать в зависимости от p_k значений 230–320 °С, что недопустимо по условиям эксплуатации турбины Т-250/300-240.

Использование современной системы охлаждения приводит к снижению температуры пара, в основном, за рабочим колесом последней ступени. На рис. 6 показано влияние штатной системы охлаждения потока пара, вращающегося за рабочим колесом.

В периферийной области при объемном расходе $V = 66 \text{ м}^3/\text{с}$ ($\overline{G}_{v2} = 0,063$), давлении и температуре в нижнем отборе $p_n = 35$ кПа, $t_n = 72$ °С

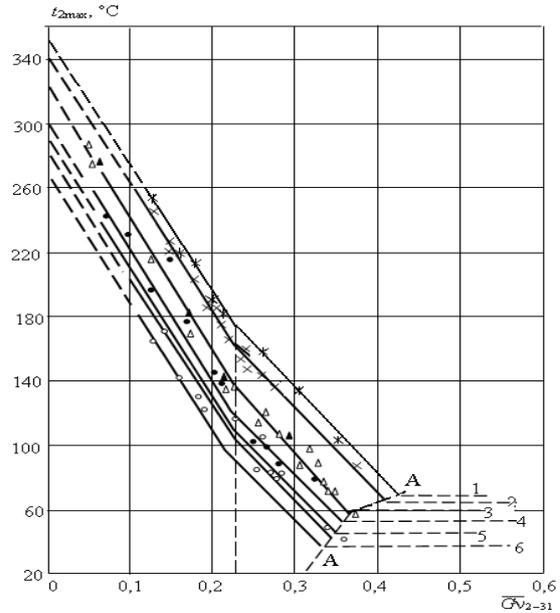


Рис. 4 – Изменение максимальной температуры на выходной кромке рабочей лопатки последней ступени ЦНД турбины Т-250/300-240 на режимах потребления мощности:

1 – $t_s = 68,16$ °С, $p_k = 29,4$ кПа;

2 – $t_s = 63,64$ °С, $p_k = 24,5$ кПа;

3 – $t_s = 58,52$ °С, $p_k = 19,6$ кПа;

4 – $t_s = 52,52$ °С, $p_k = 14,7$ кПа;

5 – $t_s = 45,10$ °С, $p_k = 8,0$ кПа;

6 – $t_s = 36,69$ °С, $p_k = 5,7$ кПа

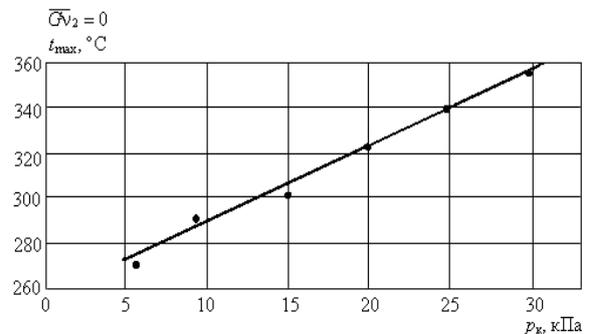


Рис. 5 – Влияние давления в конденсаторе на уровень максимальной температуры при отсутствии расхода пара в ЦНД

и давлении в конденсаторе $p_k = 4,2$ кПа температура в межвенцовом зазоре $t_1 = 200$ °С на участке приблизительно 110 мм, соответствующая температуре вращающегося вихря, и температура выходящего пара из радиального зазора $t_2 = 140$ °С измеримы. Температура пара в области, занятой привтулочным отрывом на большем участке рабочей лопатки, $t_2 = 70$ °С отличается от температуры пара в межвенцовом зазоре $t_1 = 170$ °С достаточно сильно, хотя обе температуры определяют среднюю плотность пара в уравнении (1).

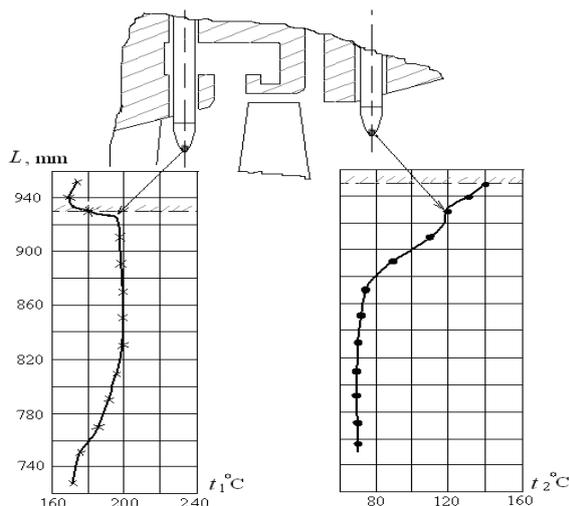


Рис. 6 – Температура пара в 31-й ступени при закрытых регулирующих диафрагмах

Температура измеряется датчиками, установленными на глубину 160–170 мм. Для определения средней плотности пара за рабочим колесом $\rho_{\text{ср}}$ необходимо разработать методику для ее вычисления по измеренным давлению в конденсаторе p_k и температуре $t_{\text{изм}}$.

Подход к определению среднего давления рассмотрен Хаймовым [3] и может быть принят на основании его исследований, выполненных на теплофикационных турбинах Т-250/300-240. Им было установлено, что при малорасходных режимах изменение давления по длине рабочей лопатки за последнюю ступень не превышает 500 Па и приходится на менее чем 0,1 $l_{\text{рл}}$ в периферийной части. На протяжении остальной части лопатки давление, передаваемое через область отрыва, связанную с конденсатором, может быть принята равной давлению в конденсаторе, т.е. $p_2 \approx p_k$.

Плотность пара для рабочего колеса, равная $\rho_2 = 1/v_2$, определяется по удельному объему пара, приведенному к некоторой температуре, осредненной по реальному ее распределению за рабочим колесом: по насыщенному пару в диапазоне изменения от $(\overline{Gv_2})_{\text{хх}}$ до $(\overline{Gv_2})_{\text{А}}$, т.е. от холостого хода до начала перегрева пара, от $(\overline{Gv_2})_{\text{А}}$ до $\overline{Gv_2} = 0,225$ и от $\overline{Gv_2} = 0,225$ до $\overline{Gv_2} = 0,05$ при отсутствии охлаждения выхлопного патрубка.

Температура насыщенного пара t_s (на граничной кривой $x = 1,0$) может быть определена по уравнению Антуана

$$t_s = \frac{3816,4}{16,3014 - \ln p_s} - 227,16,$$

где давление насыщения p_s в Па, t_s в °С, либо по уравнениям аппроксимации $t_s = f(p_s)$ согласно данным [6]:

$$\begin{aligned} &\text{– при } 2 \leq p_k \leq 5,77 \text{ кПа} \\ &\quad t_s = 11,321 \cdot p_k^{0,675}; \\ &\text{– при } 5,77 \leq p_k \leq 30 \text{ кПа} \\ &\quad t_s = 19,1185 \cdot p_k^{0,376}. \end{aligned}$$

Удельный объем насыщенного пара

$$v_{2s} = 131/p_k^{0,942},$$

где давление в конденсаторе p_k определяется в кПа, удельный объем v_{2s} в м³/кг.

Для перегретого пара за рабочим колесом может быть принята в диапазоне изменения $2 \leq p_k \leq 30$ кПа зависимость вида

$$v_2/v_{2s} = 1 + \kappa(t_2 - t_{2s}),$$

где удельный объем определяется в м³/кг, температура в °С, коэффициент κ получен аппроксимацией табличных значений параметров пара:

$$\begin{aligned} &\text{– при } 2 \leq p_k \leq 12 \text{ кПа} \\ &\quad \kappa = 3,4744 \times 10^{-3} (1 - 9,461 \times 10^{-3} \cdot p_k); \\ &\text{– при } 12 \leq p_k \leq 30 \text{ кПа} \\ &\quad \kappa = 3,1525 \times 10^{-3} (1 - 1,9173 \times 10^{-3} \cdot p_k). \end{aligned}$$

По результатам выполненной авторами обработки профилей температуры пара при разных режимах работы за рабочими лопатками последней ступени и измеренной температуре $t_{\text{изм}}$ для турбины Т-250/300-240 [5] получены средние значения температуры для разных диапазонов изменения режимов:

$$\begin{aligned} &\text{– при } (\overline{Gv_2})_{\text{турб}} \leq 0,136 \\ &\quad t_{2\text{ср}} = t_{2\text{изм}} + 38 - 147(\overline{Gv_2})_{\text{турб}}; \\ &\text{– при } 0,136 < (\overline{Gv_2})_{\text{турб}} \leq 0,31 \\ &\quad t_{2\text{ср}} = t_{2\text{изм}} + 32 - 10,35(\overline{Gv_2})_{\text{турб}}; \\ &\text{– при } (\overline{Gv_2})_{\text{турб}} > 0,31 \\ &\quad t_{2\text{ср}} = t_{2\text{изм}} = t_{2s}. \end{aligned}$$

Так как наравне с необходимостью определения удельного объема пара v_2 , в зависимостях (3), (4) применяется отношение $\overline{Gv_2}$, то для его вычисления необходимо выполнить для заданного режима определение массового расхода пара, для чего может быть использовано уравнение вида [7]

$$G_{\text{ЦНД}} = \kappa(\bar{\delta}) p_n \sqrt{\frac{t_n + 273}{t_{0n} + 273}},$$

где $\kappa(\bar{\delta})$ – коэффициент, зависящий от области работы ЦНД на разных режимах и от типа турбины, p_n – давление в нижнем отборе, кгс/см².

Отношение $\bar{\delta} = \delta/H$, где δ – положение штока сервопривода поворотного кольца регулирующей диафрагмы, H – ход штока сервопривода при полностью открытой поворотной диафрагме, для турбины Т-250/300-240 величина $H = 220$ мм, для турбины Т-100/120-130 $H = 200$ мм.

В теплофикационных турбинах в зависимости от режима при повороте регулирующего кольца имеются две области течения в щель, изменяющей размер при повороте кольца – звуковой, для которого при $\bar{\delta} \leq 0,5$ для турбины Т-250/300-240 $\kappa(\bar{\delta}) = 882 \cdot \bar{\delta}$, турбины Т-100/120-130 при $\bar{\delta} \leq 0,45$ $\kappa(\bar{\delta}) = 703 \cdot \bar{\delta}$ и дозвуковой, для которого при $0,5 \leq \bar{\delta} \leq 1$ для турбины Т-250/300-240 $\kappa(\bar{\delta}) = 441 + 986(\bar{\delta} - 0,5) - 1110(\bar{\delta} - 0,5)^2$, для турбины Т-100/120-130 при $0,45 \leq \bar{\delta} \leq 1$

$$\kappa(\bar{\delta}) = 476 \left[0,677 + 1,058(\bar{\delta} - 0,45) - 0,856(\bar{\delta} - 0,45)^2 \right].$$

При теплофикационном режиме и полностью закрытой диафрагме расход пара в ЦНД может быть определен по результатам испытаний натуральных турбин [3].

Учитывая то, что при малорасходных режимах давление на входе в каналы рабочего колеса вследствие компримирования пара будет ниже, чем за рабочим колесом, а температура при развитии вращающегося вихря равна или незначительно выше средней температуры пара за рабочим колесом, то с небольшой погрешностью для определения затрат мощности на работу ступени можно принять, что средняя плотность для рабочего колеса примерно равна плотности за рабочим колесом, определяемой по осредненной температуре t_{2cp} , Т.е. $\rho_{cp} = \rho_{2cp}$.

Выводы

Представлен методологический подход к определению затрат мощности при работе ступени ЦНД теплофикационной турбины при нагревании пара вентиляционными потерями по измеренным значениям температуры пара и давления в конденсаторе.

Список литературы

1. Шубенко А. Л., Голощапов В. Н., Бабенко О. А. Повышение эффективности работы цилиндров низкого давления теплофикационных турбин. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХП», 2017. № 8(1230). С. 82-87. Бібліогр.: 10 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.12.
2. Симою Л. А., Эфрос Е. И., Гуторов В. Ф., Лагун В. П. *Теплофикационные паровые турбины: повышение экономичности и надежности*. Санкт-Петербург: Энерготех, 2001. 208 с.
3. *Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240* / под ред. В. А. Хаимова. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2007. 240 с.
4. Куличихин В. В., Людомирский Б. Н., Тажиев Э. И. *Исследование работы турбины типа Т-100-130 УТМЗ в беспаровом режиме*. Теплоэнергетика. 1976. № 12. С. 48–51.
5. Урьев Е. В., Локалом С. А., Масленников Л. Н., Фуксман Л. Д., Вислова В. М. *Исследование теплового состояния части низкого давления турбины Т-250/300-240*. Теплоэнергетика. 1985. № 3. С. 61–63.
6. Александров А. А., Григорьев Б. А. *Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара*. Москва: МЭИ, 2006. 168 с.

7. Шубенко А. Л., Бабенко О. А., Голощапов В. Н., Козлов А. Ю. Повышение энергоэффективности теплофикационной турбины Т-100/120-130. *Совершенствование турбостановок методами математического и физического моделирования: XV международная научно-техническая конференция*. – Харьков, ИПМаш НАН Украины, 14–17 сентября 2015 г. [Электронный ресурс]: Сб. докл. Электрон. дан. Харьков: Ин-т пробл. машиностроения НАН Украины, 15.09.15. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). Систем. требования: ПК от 486 DX 66 МГц; Windows 95.

References (transliterated)

1. Shubenko, A., Goloschapov, V. and Babenko, O. (2017), "Vliyanie realnih rejimov raboti teplofikacionnoi turbini T-100/120-130 na otpusk tepla i elektroenergii [Increasing the operation efficiency of low pressure cylinders of cogeneration turbines]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 82–87, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.12.
2. Simoyu L. A., Efros E. I., Gutorov V. F. and Lagun V. P. (2001), *Teplofikacionnie parovye turbine: povishenie ekonomichnosti i nadezhnosti* [Heat and steam turbines: increased efficiency and reliability], Energoteh [Energotech], St. Petersburg, Russian.
3. Haimov, V. A. (ed.) (2007), *Malorashodnye rejimi CND turbini T-250/300-240* [Malorashodnyh low pressure cylinder modes of turbine T-250/300-240], BHV-Peterburg, St. Petersburg, Russian.
4. Kulichihin V. V., Ljudomirskij B. N. and Tazhiev E. I. (1976), "Issledovanie raboty turbiny tipa T-100-130 UTMZ v besparovom rezhime [Investigation of turbine operation of the T-100-130 type UTMZ on steamless mode]", *Teplo`energetika* [Thermal Engineering], No. 12, pp. 48–51, Moscow, Russian.
5. Ur'ev E. V., Lokalom S. A., Maslennikov L. N., Fuksman L. D. and Vislova V. M. (1985), "Issledovanie teplovogo sostojanija chasti nizkogo davlenija turbiny T-250/300-240 [Investigation of the thermal state of the low-pressure part of the T-250/300-240 turbine]", *Teplo`energetika* [Thermal Engineering], No. 3, pp. 61–63, Moscow, Russian.
6. Aleksandrov A. A. and Grigor'ev B. A. (2006), *Tablitsy teplofizicheskikh svoystv vody i vodjanogo para* [Tables of thermophysical properties of water and steam], Izdatel'skij dom M'EI [Publishing house of the Moscow Power Engineering Institute], Moscow, Russian.
7. Shubenko A. L., Babenko O. A., Goloschapov V. N. and Kozlov A. Ju. (2015), "Povyshenie `energo`effektivnosti teplofikatsionnoj turbiny T-100/120-130 [Increase of energy efficiency of the cogeneration turbine T-100/120-130]", *Sovershenstvovanie turbostanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija: XV mezhdunarodnaja nauchno-tehnicheskaja konferentsija. Har'kov, IPMash NAN Ukrainy, 14–17 sentjabrja 2015 g.* [Elektronnyj resurs]: Sb. dokl. Elektron. dan. Har'kov: In-t probl. mashinostroenija NAN Ukrainy, 15.09.15. 1`elektron. opt. disk (CD-ROM). Sistem. trebovanija: PK ot 486 DX 66 MGts; Windows 95, Kharkiv, Ukraine.

Поступила (received) 14.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Голощапов Володимир Миколайович (Голощапов Владимир Николаевич, Goloshchapov Vladimir) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Бабенко Ольга Анатоліївна (Бабенко Ольга Анатольевна, Babenko Olga) – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу оптимізації процесів та конструкцій турбомашин, м. Харків, Україна; e-mail: ola_babenko@meta.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7587-8470>.

Т. В. ШЕЛЕШЕЙ

ВПЛИВ ЗМІНИ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ТЕМПЕРАТУРУ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ КОТЛІВ ГАЗОМАЗУТНИХ ТЕЦ

Нагальним є пошук шляхів підвищення надійності та економічності діючих ТЕЦ шляхом вдосконалення процесів спалювання газу, зниження теплових викидів в навколишнє середовище, витрат електроенергії на власні потреби. Встановлено, що одним з основних факторів, які впливають на оптимальну температуру димових газів, є температура живильної води. Найбільш адекватною до експлуатаційних умов є квадратична залежність. При дослідженні даних графіків встановлено, що температура відхідних газів зростає з ростом теплової потужності.

Ключові слова: котел, змінний режим експлуатації, температура відхідних газів, електрична потужність, теплове навантаження, температура та витрата живильної води.

Т. В. ШЕЛЕШЕЙ

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ НА ТЕМПЕРАТУРУ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ КОТЛОВ ГАЗОМАЗУТНЫХ ТЭЦ

Актуальным является поиск путей повышения надежности и экономичности действующих ТЭЦ путем совершенствования процессов сжигания газа, снижение тепловых выбросов в окружающую среду, расходов электроэнергии на собственные нужды. Установлено, что одним из основных факторов, влияющих на оптимальную температуру дымовых газов, является температура питательной воды. Наиболее адекватной эксплуатационных условий является квадратичная зависимость. При исследовании данных графиков установлено, что температура отходящих газов возрастает с ростом тепловой мощности.

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

T. SHELESHEY

INFLUENCE OF A CHANGE IN THE THERMAL LOADING ON THE TEMPERATURE OF EXHAUST GASES OF THE BOILERS USED BY GAS-&FUEL FIRED HEAT AND POWER PLANTS

The present-day state of power engineering is rather critical. In this connection, it is of great importance to search for the ways that would allow us to increase the reliability and economic efficiency of operating heat and power plants through the improvement of gas burning processes, and through a decrease in thermal emissions to the environment and in the electric power consumption for domestic needs. The objective of this research was to carry out the experimental computation investigation of a degree of influence of the thermal power on the temperature of exhaust gases of the boilers with the maintenance of the durability of gas exhaust channels. A review of the references showed that the heat utilization of flue gases allows for an increase in the fuel consumption coefficient, a decrease in unhealthy emissions and an increase in the boiler heat power with an increase in the coefficient of efficiency, and a decrease in gas and air temperature differences. It was established that one of the main factors that affect the optimal temperature of flue gases is the feed water temperature. The analysis of the boilers of a TGMP-314A type used by Kiev heat and power plant allowed us to establish a degree of the influence of operation modes on the exhaust gas temperature t_{exh} . The adequacy of derived equations and the used data was verified by the criterion R . Calculated values of the criterion are equal to $R = 0.934$ for the linear relationship, $R = 0.924$ for the power relationship and $R = 0.956$ for the quadratic relationship. The most adequate relationship for operation conditions is considered to be the quadratic relationship. Investigation of the given diagrams showed that the temperature of exhaust gases is increased with an increase in the thermal power by $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($t_{fw} = (230-242)\text{ }^{\circ}\text{C}$ $N_E = 163-190\text{ MW}$). It is slightly increased in the range of $t_{fw} = (255-258)\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $N_E = 220-250\text{ MW}$ from $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $133\text{ }^{\circ}\text{C}$ and it allows us to reduce the temperature of flue gases by $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ on average taking into consideration the reliability of convective heating surfaces.

Key words: boiler, interchangeable operation mode, exhaust gas temperature, electric power, thermal loading, and the life water temperature and consumption.

Вступ

Електроенергетична галузь являється одною із важливих складових паливно-енергетичного комплексу (ПЕК) України. Показником, що об'єктивно характеризує роботу галузі, є її здатність надійно і безперебійно забезпечувати електричною і тепловою енергією як населення так і промисловість в необхідних об'ємах і відповідній якості [1]. Стан електроенергетики на сучасному його етапі являється критичним. Сьогодні в Україні особливо актуальною задачею є вирішення проблеми надійної та економічної роботи обладнання теплових електростанцій (ТЕС), яке фізично й мо-

рально застаріло та потребує модернізації, реконструкції чи повної заміни [2, 3]. В зв'язку з цим, нагальним є пошук шляхів підвищення надійності та економічності діючих ТЕЦ шляхом вдосконалення процесів спалювання газу, зниження теплових викидів в навколишнє середовище, витрат електроенергії на власні потреби.

Одним з ефективних методів маловитратної модернізації ТЕЦ є зниження температури відхідних газів котлів ($t_{відх}$). Відомо, що в котлах з камерним спалюванням втрати з фізичною теплотою відхідних газів q_2 є найбільш істотними і складають (5–12) % [4]. Однак в наш час утилізація теплоти відхідних газів вимагає значних капіталов-

© Т. В. Шелешей, 2018

кладень та спеціальних випробувань на діючих об'єктах з урахуванням змінних електричних та теплових навантажень ТЕЦ [5–7].

Мета роботи

Метою даної роботи є експериментально-розрахункові дослідження ступеню впливу теплової потужності на температуру відхідних газів котлів зі збереженням довговічності газовідвідних трактив.

Огляд літератури

Літературний огляд показав, що утилізація теплоти димових газів дає можливість: підвищити коефіцієнт використання палива, зменшити шкідливі викиди, збільшення теплопродуктивності котла з підвищенням ККД, зменшення перепадів температур газів і повітря. Встановлено, що одним з основних факторів, які впливають на оптимальну температуру димових газів, є температура живильної води. Як показали дослідження А. В. Андрущенко, вибір оптимальної температури живильної води повинен проводитися з урахуванням залежності втрат теплоти з димовими газами [8, 9].

Огляд та аналіз досліджень щодо найвигіднішого розподілу теплосприйняття між ступенями нагріву економайзера і повітропідігрівника, включаючи спільне визначення оптимальних температур живильної води і відхідних газів, показує, що названим питанням приділяється велика увага і їх слід вважати достатньо обґрунтованими для стаціонарних режимів експлуатації ТЕЦ. Однак для реальних експлуатаційних умов характерна робота обладнання електростанцій на змінних режимах за завданням енергосистеми. Наукові дослідження зміни температури відхідних газів при нестационарних режимах роботи ТЕС в літературі майже відсутні.

Основний виклад матеріалу

В огляді літератури наведено ряд досліджень щодо визначення оптимальних температур живильної води і відхідних газів в стаціонарних режимах, який показує, що даним питанням приділяється досить велика увага і їх слід вважати достатньо актуальними [7–12].

Дані для розрахунку були надані Київською ТЕЦ-5 за 2012–2013 роки (енергоблок з турбіною Т-250-240 та котлом ТГМП-314А (станційний

1. Лінійна залежність

$$\frac{t_{\text{відх}}}{t_{\text{відх}}^0} = 106,62 - 0,0021 \frac{D_{\text{жв}}}{D_{\text{жв}}^0} - 0,0097 \frac{t_{\text{жв}}}{t_{\text{жв}}^0} + 0,04299 \frac{Q}{Q^0} + 0,053 \frac{N_E}{N_E^0}. \quad (4)$$

2. Степенева залежність

№ 3, 4) та блок з турбіною Т-100-130 і котлоагрегатом ТГМ 96А (станційний № 1)), Трипільською ТЕС за 2016 рік (блок з турбіною К-300-240 і котлом ТПП-210А (станційний № 1–4)), Розрахунки проводились за допомогою математичного методу планування експерименту, що дозволяє отримувати математичну модель процесу [13].

При використанні методу планування експерименту в досліді варіюються всі фактори, а самі досліді визначаються обраним планом. Видом рівняння регресії також задаються. Для характеристик теплоенергетичного обладнання підходить поліном другого ступеня [14]:

$$y = b_0 + \sum_1^k b_i x_i + \sum_1^k b_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j}^k b_{ij} x_i x_j, \quad (1)$$

де b_i, b_{ij}, b_{ii} – оцінки коефіцієнтів рівняння регресії, в даному випадку полінома другого ступеня. Для даного дослідження вихідною величиною приймається температура відхідних газів, тобто $y = t_{\text{відх}}$. Змінними факторами є: витрата живильної води $D_{\text{жв}}$, м³/год; температура живильної води $t_{\text{жв}}$, °С; електрична потужність блока N_E , МВт; теплова потужність блока Q_t , МВт.

Оцінку адекватності дає коефіцієнт множинної кореляції

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum_1^n (\hat{y}_j - y_j)^2}{\sum_1^n (y_j - \bar{y}_j)^2}}, \quad (2)$$

де y_j – поточне значення вихідної величини в j -м досліді;

\hat{y}_j – розрахункове значення вихідної величини за отриманим рівнянням в j -м досліді;

$\bar{y}_j = \frac{1}{n} \sum_1^n y_j$ – середнє значення вихідної величини в n досліді.

Іншою оцінкою адекватності є залишкова дисперсія, яка характеризує розсіювання експериментальних точок щодо знайденої лінії регресії:

$$\sigma_{\text{ост}}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_1^n (\hat{y}_j - y_j)^2. \quad (3)$$

В результаті проведених розрахунків отримано функціональні залежності режимів роботи (навантажень при виробітку електроенергії та теплоти, температури та витрати живильної води) та $t_{\text{відх}}$ для котлоагрегату ТГМП-314А:

$$\frac{t_{\text{відх}}}{t_{\text{відх}}^0} = 41,68 \left(\frac{D_{\text{жв}}}{D_{\text{жв}}^0} \right)^{0,0117} \left(\frac{t_{\text{жв}}}{t_{\text{жв}}^0} \right)^{0,0471} \left(\frac{Q}{Q^0} \right)^{0,0646} \left(\frac{N_E}{N_E^0} \right)^{0,07596} \quad (5)$$

3. Квадратична залежність

$$\begin{aligned} \frac{t_{\text{відх}}}{t_{\text{відх}}^0} = & -985,61 - 0,005 \frac{D_{\text{жв}}}{D_{\text{жв}}^0} + 8,09 \frac{t_{\text{жв}}}{t_{\text{жв}}^0} - 0,048 \frac{Q}{Q^0} + 2,03 \frac{N_E}{N_E^0} - 6,42 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{D_{\text{жв}}}{D_{\text{жв}}^0} \right)^2 - \\ & - 0,0174 \left(\frac{t_{\text{жв}}}{t_{\text{жв}}^0} \right)^2 - 0,00025 \left(\frac{Q}{Q^0} \right)^2 - 0,006 \left(\frac{N_E}{N_E^0} \right)^2 + 6,42 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{D_{\text{жв}}}{D_{\text{жв}}^0} \frac{t_{\text{жв}}}{t_{\text{жв}}^0} \frac{Q}{Q^0} \frac{N_E}{N_E^0}. \end{aligned} \quad (6)$$

Аналіз показників котлів типу ТГМП-314А Київської ТЕЦ-5 дозволив встановити ступінь впливу режимів роботи на $t_{\text{відх}}$. Перевірка адекватності отриманих рівнянь використаним даним – за критерієм R . Розрахункові значення критерію становлять $R = 0,934$ (лінійна залежність), $R = 0,924$ (степенева залежність) $R = 0,956$ (квадратична залежність). Найбільш адекватною до експлуатаційних умов є квадратична залежність.

Отримані результати розрахункового дослідження свідчать про те, що найбільший вплив на температуру відхідних газів має температура живильної води (у всьому інтервалі зміни режимних параметрів C при збільшенні температури

живильної води на 10°C температура відхідних газів зростає, в середньому на 5°C). Наступним чинником впливу на температуру відхідних газів є електричне навантаження. Найменший вплив дає витрата живильної води (температура відхідних газів зростає, приблизно, на $1,5^\circ\text{C}$ при збільшенні витрати живильної води на 10 т/год), а також теплове навантаження блоку (при збільшенні теплового навантаження на 10 МВт температура відхідних газів зростає, приблизно, на 1°C).

На рис. 1 показано залежність температури відхідних газів від теплової потужності для сталих значень температури живильної води та електричного навантаження.

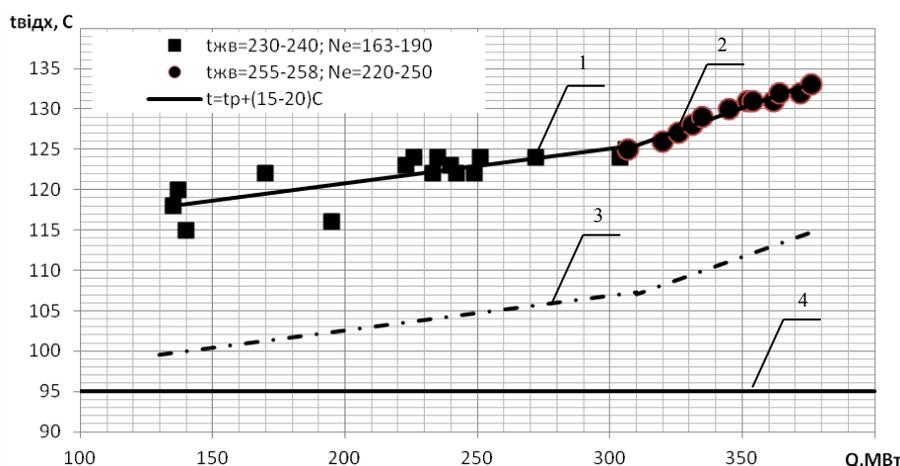


Рис. 1 – Залежність температури відхідних газів від теплової потужності для значень температури живильної води та значення «рекомендованої» $t_{\text{відх}}$ з забезпеченням надійності поверхонь нагріву:

1 – $t_{\text{жв}} = (230-240)^\circ\text{C}$; 2 – $t_{\text{жв}} = (255-258)^\circ\text{C}$; 3 – $t = t_{\text{р}} + (15-20)^\circ\text{C}$; 4 – «рекомендована» $t_{\text{відх}}$

При дослідженні даних графіків встановлено, що температура відхідних газів зростає з ростом теплової потужності на 8°C ($t_{\text{жв}} = (230-242)^\circ\text{C}$; $N_E = (163-190) \text{ МВт}$), незначно зростає в діапазоні $t_{\text{жв}} = (255-258)^\circ\text{C}$ і $N_E = (220-250) \text{ МВт}$ зі 125°C до 133°C . Це дозволяє, з урахуванням надійності конвективних поверхонь нагріву, знизити температуру димових газів в середньому на 18°C . Результати досліджень підтверджують, що найбільший вплив на температуру димових газів у всьому діапазоні зміни електричного навантаження блоку має температура живильної води (при збільшенні $t_{\text{жв}}$ на 5°C температура димових газів зростає, в середньому, на 2°C).

Висновки

1. Літературний огляд показав, що утилізація теплоти димових газів дає можливість: підвищити коефіцієнт використання палива, зменшити шкідливі викиди, збільшення теплопродуктивності котла з підвищенням ККД, зменшення перепадів температур газів і повітря.

2. Результати досліджень експлуатаційних факторів показали, що найбільший вплив на температуру димових газів має температура живильної води (в інтервалі електричної потужності $160-190 \text{ МВт}$ температура димових газів зростає в середньому на 2°C на кожні 5°C збільшення температури живильної води).

3. При дослідженні даних графіків встановлено, що температура відхідних газів зростає з ростом теплової потужності на $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($t_{\text{жв}} = (230\text{--}242)\text{ }^{\circ}\text{C}$; $N_E = (163\text{--}190)\text{ МВт}$, незначно зростає в діапазоні $t_{\text{жв}} = (255\text{--}258)\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $N_E = (220\text{--}250)\text{ МВт}$ зі $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $133\text{ }^{\circ}\text{C}$. Це дозволяє, з урахуванням надійності конвективних поверхонь нагріву, знизити температуру димових газів в середньому на $18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Список літератури

1. Энергетична стратегія України на період 2030 р. від 15 березня 2006 р. № 145-р Київ : Розпорядження. Кабінет міністрів України. 2006. С. 166.
2. Елсуков В. К. Оценка возможности утилизации теплоты уходящих газов котлов на примере сжигания Канско-Ачинских углей. *Промышленная энергетика*. 2007. № 11. С. 21–27.
3. Медведев В. А., Липец А. У., Пономарева Н. В., Бухман Г. Д., Кузнецова С. М. Эффективность комплексной модернизации хвостовой части действующих пылеугольных котлов. *Теплоэнергетика*. 1999. № 8. С. 43–47.
4. Берсенева А. П., Немировский Н. Ф., Овчар В. Г., Гордеев В. В., Липец А. У. О повышении эффективности теплоэнергетического оборудования. *Теплоэнергетика*. 1998. № 5. С. 51–54.
5. Кругликов П. А., Смолкин Ю. В., Соколов К. В. Выбор принципиальных схемных решений угольного энергоблока на сверхкритические параметры пара. *Теплоэнергетика*. 2011. № 9. С. 9–17. ISSN 0040-3636.
6. Овчар В. Г., Гордеев В. В., Сотников И. А., Липец А. У. Опыт заводских разработок энергоблоков повышенной эффективности. *Теплоэнергетика*. 1999. № 9. С. 2–5.
7. Рамзин Л. К. К расчету котельных установок. *Известия Киевского общества для надзора за паровыми котлами*. Киев, 1914.
8. Толубинский В. И. Компонировка конвективных элементов котельного агрегата. *Сб. Киевского индустриального института*. Харьков, 1934.
9. Смышляев А. А., Щелоков В. И., Евдокимов С. А. и др. Новые разработки пылеугольных котлов. *Электрические станции*. 2010. № 5. С. 10–16. ISSN 0201-4564.
10. Ногин В. И. Разработка оптимальных технических решений по реконструкции тепломеханического оборудования ТЭС АО Мосэнерго. *Электрические станции*. 1998. № 6. С. 39–48.
11. Андрущенко А. И. Зависимость к.п.д. проектируемого котлоагрегата от температуры питательной воды : сб. науч. сообщений. *Саратовский автомобильный-дорожный институт*. Саратов, 1956. Вып. 4. 46 с.
12. Андрущенко А. И. О показателях эффективности циклов теплотехнических установок. *Изв. вузов СССР. Энергетика*. 1981. № 9. С. 36–39.
13. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. *Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий*. Москва: Наука, 1976. – 279 с.
14. Гиршфельд В. Я., Князев А. М., Куликов В. Е. *Режимы работы и эксплуатации ТЭС*. Москва: Энергия, 1980. 179 с.
15. Жидович О. В., Альшевский В. Н., Дужих Ф. П. Охлаждение газов в дымовых трубах. *Теплоэнергетика*. 1977. № 9. С. 44–47.

16. Безлюдный П. П., Семенюк Л. Г., Николаев В. Н., Пересичный М. И. Определение температуры точки росы продуктов сгорания природного газа. *Известия вузов СССР. Энергетика*. 1986. № 12. С. 89–91.

References (transliterated)

1. The Cabinet of Ministers of Ukraine (2006), *The energy strategy of Ukraine for the period 2030 of 15 March 2006*, No. 145-d Kiev, Kiev, Ukraine.
2. Yelsukov, V. K. (2007), "Evaluation of the possibility of utilization of exhaust gases heat the boilers at the example of burning Kansk-Achinsk coals", *Promyshlennaya Energetika*, No. 11, pp. 21–27.
3. Medvedev, V., Lipiec, A., Ponomarev, N., Buchman, G. and Kuznetsova, S. (1999), "And the Effectiveness of the comprehensive modernization of the tail section of the existing coal-fired boilers", *Teploenergetika*, No. 8, pp. 43–47.
4. Bersenev, A., Nemirovsky, N., Ovchar, V., Gordeev, V. and Lipiec, A. (1998), "Improving the efficiency of thermal power equipment", *Teploenergetika*, No. 5, pp. 51–54.
5. Kruglikov, P., Smolkin, V. and Sokolov, K. (2011), "Choice of principle schematics of a coal power unit for supercritical steam parameters", *Teploenergetika*, No. 9, pp. 9–17, ISSN 0040-3636.
6. Ovchar, V., Gordeev, V., Sotnikov, I. and Lipiec, A. (1999), "Experience of development of factory units with increased efficiency", *Teploenergetika*, No. 9, pp. 2–5.
7. Ramzin, L. K. (1914), "To the calculation of boiler plants", *Proceedings of the Kiev society for the surveillance of steam boilers*, Kiev, Ukraine.
8. Tolubinsky, V. I. (1934), "Arrangement of convective cells the boiler unit", *Proc. Kiev industrial Institute*, L 8, GONTI, Kharkov, Ukraine.
9. Smyshlyayev, A., Shchelokov, V. and Evdokimov, S. (2010), "New developments of coal-fired boilers", *Electric station*, No. 5, pp. 10–16, ISSN 0201-4564.
10. Nogin, V. (1998), "Development of optimal technical solutions for the reconstruction of thermal and mechanical equipment thermal power plant of JSC Mosenergo", *Electric station*, No. 6, pp. 39–48.
11. Andryushchenko, A. (1956), "The Dependence of the efficiency of the boiler design temperature of feed water", *Collection of scientific reports. SADI*, Vol. 4, Saratov, Russia.
12. Andryushchenko, A. (1981), "On the performance indicators of cycles of thermal installations", *Izv. universities of the USSR. Energy*, No. 9, pp. 36–39.
13. Adler, Y. P., Markova, E. V. and Granovsky, Y. V. (1976), *Planning an experiment when searching for optimal conditions*, Nauka [Science], Moscow, Russian.
14. Hirshfeld, V. Ya., Knyazev, A. M. and Kulikov, V. E. (1980), *Operation Modes and operation*, Energiya [Energy], Moscow, Russian.
15. Zhydovich, O. V., Alshevsky, V. N. and Dugih, F. P. (1977), "Cooling of gases in chimneys", *Teploenergetika*, No. 9, pp. 44–47.
16. Besludnyy, P. P., Semeniuk, L. G., Nikolaev, V. N. and Peresichna, M. I. (1986), "Determination of the dew point temperature of the combustion products of natural gas", *Izvestiya vuzov of the USSR. Energy*, No. 12, pp. 89–91.

Надійшла (received) 15.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

А. П. УСАТЫЙ, Т. А. ФАМ

СОЗДАНИЕ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ СОПЛОВЫХ РЕШЕТОК С ПОВОРОТНЫМИ ДИАФРАГМАМИ

В результате проведения и обработки результатов численных исследований была получена аппроксимационная зависимость для оценки квадратов коэффициентов скорости сопловых решеток с поворотными диафрагмами. Полученная зависимость позволяет оценить влияние геометрических и режимных параметров решеток на их эффективность. Для получения такой зависимости с помощью насыщенного плана Рехтшафнера и дополнительного плана, повышающего точность и адекватность зависимости, был спланирован вычислительный эксперимент. В соответствии с разработанными планами эксперимента был спроектирован ряд сопловых решеток с различной геометрией и степенью относительного смещения их неподвижной и поворотной частей, а также построены их расчетные области. С помощью комплекса CFD были проведены соответствующие расчетные исследования по оценке влияния геометрических и режимных параметров сопловых решеток с поворотными диафрагмами на их эффективность. Полученные в процессе численных исследований квадраты коэффициентов скорости сопловых решеток с поворотными диафрагмами были использованы в процессе соответствующей обработки и создания аналитической зависимости для оценки эффективности таких решеток. Полученная зависимость предназначена для решения задач синтеза и анализа теплофикационных турбин с регулируемым отбором пара.

Ключевые слова: поворотная диафрагма, планирование вычислительного эксперимента, CFD, теплофикационные турбины.

О. П. УСАТИЙ, Т. А. ФАМ

СТВОРЕННЯ ІНЖЕНЕРНОЇ МЕТОДИКИ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ СОПЛОВИХ РЕШІТОК З ПОВОРОТНИМ ДІАФРАГМАМИ

В результаті проведення та обробки результатів чисельних досліджень була отримана апроксимаційна залежність для оцінки квадратів коефіцієнтів швидкості соплових решіток з поворотними діафрагмами. Отримана залежність дозволяє оцінити вплив геометричних і режимних параметрів решіток на їх ефективність. Для отримання такої залежності за допомогою насиченого плану Рехтшафнера і додаткового плану, що підвищує точність і адекватність залежності, був спланований обчислювальний експеримент. Відповідно до розроблених планів експерименту був спроектований ряд соплових решіток з різною геометрією і ступенем відносного зміщення їх нерухомою і поворотною частин, а також побудовані їх розрахункові області. За допомогою комплексу CFD були проведені відповідні розрахункові дослідження з оцінки впливу геометричних і режимних параметрів соплових решіток з поворотними діафрагмами на їх ефективність. Отримані в процесі чисельних досліджень квадрати коефіцієнтів швидкості соплових решіток з поворотними діафрагмами були використані в процесі відповідної обробки і створення аналітичної залежності для оцінки ефективності таких решіток. Отримана залежність призначена для вирішення завдань синтезу та аналізу теплофікаційних турбін з регульованими відборами пара.

Ключові слова: Поворотна діафрагма, планування обчислювального експерименту, CFD, теплофікаційні турбіни.

A. USATY, T. PHAM

EVALUATION OF THE EFFICIENCY OF THE SOCKET LATCHES BY TURN-LINK DIAPHRAGMS USING THE CFD-PACKET

As a result of conducting and processing the results of numerical studies, an analytical dependence was obtained to estimate the squares of the velocity coefficients of the nozzle arrays with Rotating diaphragms. The obtained dependence makes it possible to estimate the effect of the geometric and regime parameters of the gratings on their efficiency. To obtain such a dependence using the rich Rechtshafner plan and an additional plan that increases the accuracy and adequacy of the dependence, a computational experiment was planned. In accordance with the developed experiment plans, a number of nozzle arrays with different geometries and the relative displacement of their fixed and Rotating parts were designed and their calculated areas were constructed. With the help of complex CFD, the corresponding computational studies were carried out to evaluate the effect of geometric and regime parameters of nozzle arrays with Rotating diaphragms on their effectiveness. The squares of the velocity coefficients of the nozzle arrays with Rotating diaphragms obtained in the course of numerical studies were used in the process of appropriate processing and the creation of an analytic dependence to evaluate the effectiveness of such gratings. The results of numerical studies, the form of the analytical dependence and the graphs of the influence of geometric and regime parameters on the squares of the speed coefficients of the nozzle arrays with Rotating diaphragms are presented. The obtained dependence is intended for solving problems of synthesis and analysis of heating turbines with adjustable steam samplings.

Key word: Rotating diaphragm, DOE, CFD, heating turbines.

Введение

В большинстве теплофикационных турбин расход пара и параметры теплофикационного отбора регулируются при помощи поворотных диафрагм (ПД). Одной из проблем теплового расчета турбин с регулируемым отбором пара является отсутствие достоверных и универсальных методов, по оценке эффективности сопловых решеток с регулируемым поворотными диафрагмами раз-

личных конструкций. Данный факт не позволяет напрямую использовать известные методы теплового расчета конденсационных турбин, хорошо зарекомендовавшие себя при решении задач анализа и синтеза оптимальных проточных частей [1].

В статье приведена аппроксимационная зависимость, предназначенная для оценки эффективности сопловых решеток с регулируемым поворотными диафрагмами различных конструкций. В процессе ее создания использовались методы тео-

рии планирования вычислительного эксперимента, метод повышения точности и адекватности зависимостей, получаемых в результате обработки данных вычислительного эксперимента, современный *CFD*-решатель. Проведены верификационные расчеты и сравнение результатов расчета с данными экспериментальных исследований. Отработан алгоритм построения каналов сопловых решеток с поворотными диафрагмами. Проведен анализ результатов, полученных в процессе выполнения настоящей работы.

Цель работы

Целью настоящей работы является создание простой аналитической зависимости для оценки эффективности сопловых решеток с поворотными диафрагмами, как функции ряда геометрических и режимных параметров. Данная зависимость предназначена для использования в инженерных расчетах и математических моделях, связанных с моделированием термогазодинамических процессов в теплофикационных турбинах с регулируемым отбором пара.

1 Математическая модель течения и построение расчетной области

В численном эксперименте для оценки эффективности сопловых решеток с поворотными диафрагмами использован программный *CFD*-комплекс, обеспечивающий интегрирование уравнений Навье-Стокса на основе неявной разностной *TVD* схемы в 2-го порядка точности, позволяющий эффективно распараллеливать вычислительный процесс для многопроцессорных платформ. В связи с этим расчетная область была разделена на две части: часть 1, жестко связанная с поворотной диафрагмой и часть 2, соответствующая неподвижной части канала сопловой решетки (рис. 1). Для того, чтобы провести расчет течения в канале сопловой решетки с поворотной диафрагмой, необходимо на базе созданных конечно-элементных (КЭ) моделей [2–5] первого и второго участков создать расчетную модель решетки. Для этого необходимо специальным образом соединить расчетную область участка 1 и расчетную область участка 2, задать соответствующие параметры расчета (свойства рабочего тела, граничные условия и т.д.).

Известно, что получение достоверных результатов двумерного расчета напрямую зависит от построения качественной сетки. Получение такой сетки является весьма сложной задачей, так как исследуемый объект, в силу своих конструктивных особенностей, имеет сложную геометрию.

В ряде исследований [6–8] сказано, что длины входного A и выходного участков B (рис. 2)

незначительно влияют на результаты расчетов, однако, они оказывают существенное влияние на уровень используемых вычислительных ресурсов и стоимость расчетных исследований. Кроме этого, известно [6], что параметры потока меняются на некотором расстоянии, как до решетки, так и после нее. Выбор входного и выходного участков недостаточной длины может привести к неверным результатам расчета. С учетом этого, каждый участок расчетного объема (рис. 2), выполнен с удлинением. Так, для входного участка 1 – удлинение A , а для выходного участка 2 – удлинение B (рис. 2). В нашем случае длины входного и выходного участков равны соответственно 40 % и 45 % хорды основного профиля сопловой решетки. Схема расчетного объема представлена следующим образом (см. рис. 2).

Известно, что любой *CFD* программный комплекс нуждается в соответствующей настройке перед проведением расчетных исследований, которая заключается в подборе соответствующих параметров геометрии расчетной области, расчетной сетки, моделей турбулентности и т.д. [6], которые бы обеспечивали наилучшее совпадение результатов расчета с результатами экспериментальных исследований. Для решения подобных задач наиболее часто используется модель турбулентности *SST*; сетка должна быть такой, чтобы y^+ был не более 1.

2 Планирование и постановка вычислительного эксперимента

Предварительные вычисления и анализ опубликованных работ по теме исследования показали, что к числу параметров наиболее сильно влияющих на эффективность сопловых решеток можно отнести: отношение давлений на решетке (P_1/P_0^*); скорость натекания потока пара на решетку (C_0); угол натекания потока на решетку (α_0); эффективный угол выхода сопловой решетки (α_{10}); относительный радиус выходной кромки профиля (r_1/t_1); относительный шаг решетки (t_1/b_1). При этом, наиболее сильное влияние на эффективность сопловых решеток с поворотными диафрагмами оказывает ширина щели между поворотной диафрагмой и неподвижной частью сопловой решетки. В безразмерном виде этот параметр можно записать как отношение текущей ширины щели к максимальному ее значению (F/F_0).

Таким образом, при планировании вычислительного эксперимента, в качестве независимых факторов, существенно влияющих на эффективность сопловых решеток, были выбраны семь параметров, отмеченных выше. Следует отметить, что для обеспечения полной независимости факторов было принято решение провести специальные замены для первых двух параметров. Суть

этих замен и диапазоны изменения параметров в процессе вычислительного эксперимента приведены в табл. 1.

Использование насыщенного 7-ми факторного плана Рехтшафнера [9] и дополнительного плана [10] для повышения точности и адекватности аналитической зависимости вида (1) – формальной макромодели (ФММ), потребовали проведения 37 и 21 расчетов по оценке эффективности различных вариантов сопловых решеток с поворотными диафрагмами, соответственно.

Детальный анализ картин течения пара, представленных на рис. 4 показывает, что степень сложности течения существенным образом зависит от степени открытия/закрытия канала сопловой решетки.

Так, течение в канале (рис. 4а) с наибольшим закрытием ($F/F_0 = 0,1$) характеризуется существенным вихревым течением, наличием, как практически застойных зон $C_{\min} = 0,031$ м/с, так и сверхзвуковых течений $C_{\max} > 850$ м/с, что естественно ведет к увеличению потерь энергии в таком канале ($\varphi^2 = 0,39560$).

Несколько лучше картина течения наблюдается в канале, представленном на рис. 4б ($F/F_0 = 0,55$). В этом случае несколько увеличи-

лось ядро потока, уменьшилась область вихревого течения и разница скоростей внутри канала $C_{\min} = 0,22$ м/с, $C_{\max} = 580$ м/с, что привело к уменьшению потерь энергии в нем и повышению эффективности такого канала ($\varphi^2 = 0,7744$).

Таблица 1 – Диапазоны варьирования независимых параметров вычислительного эксперимента

№	Параметр	min	max
1	K_1 ,	0,25	0,36
2	K_2 ,	0,25	0,36
3	α_0 , град	80	100
4	α_{13} , град	10	20
5	r_1/t_1	0,01	0,02
6	t_1/b_1	0,65	0,85
7	F/F_0	0,1	1

Где коэффициенты K_1 и K_2 используются для вычисления отношения давлений на решетку P_1/P_0^* и скорости натекания C_0 соответственно по нижеприведенным зависимостям.

$$P_1/P_0^* = 0,8(K_1 + 0,8F/F_0),$$

$$C_0 = 35(K_2 + F/F_0).$$

$$y(q) = A_0 + \sum_{i=1}^n \left(a_{(i,k)} + \left(b_{(i,k)} + \left(\frac{c_{(i,k)}}{2} + \Delta q_{(i,k)} \frac{d_{(i,k)}}{6} \right) \Delta q_{(i,k)} \right) \Delta q_{(i,k)} \right) + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n A_{ij} q_i q_j, \quad (1)$$

где $a_{(i,k)}$, $b_{(i,k)}$, $c_{(i,k)}$, $d_{(i,k)}$ – коэффициенты кубического сплайна, текущего (k -го) интерполяционного участка i -й независимой переменной. Для каждой независимой нормированной переменной q_i существует несколько интерполяционных участков в диапазоне между -1 и $+1$;

$\Delta q_{(i,k)}$ – расстояние между текущим значением q_i и координатой начального узла k -го участка сплайна, у которого значение координаты q_i находится между координатами начального (k -го) и конечного ($k+1$ -го) его узлов.

3 Создание ФММ оценки эффективности сопловых решеток и анализ полученных результатов

В соответствии созданными планами вычислительного эксперимента, используя разработанную подпрограмму профилирования (см. рис. 3), были спроектировано 58 вариантов сопловых решеток. Каждый вариант этих решеток был рассчитан с помощью программного CFD-комплекса, а результаты расчетов были использованы при создании вектора наблюдений [11, 12] для φ^2 сопловых решеток с поворотными диафрагмами. Ниже, для большей наглядности, на рис. 4 показаны кар-

тины течения пара в каналах сопловых решеток, характеризующихся различными уровнями относительного смещения поворотной и неподвижной ее частей.

Как и отмечалось выше, параметр F/F_0 существенным образом влияет не только на картину течения, но и на уровень эффективности сопловых решеток. Так, для решетки, показанной на рис. 4а $\varphi^2 = 0,3956$, для варианта решетки представленной на рис. 4б $\varphi^2 = 0,7744$ и, соответственно, для решетки (рис. 4в) $\varphi^2 = 0,9675$.

Наибольшей эффективностью ($\varphi^2 = 0,9675$) обладает канал с полностью открытым входным участком, что является вполне естественным. В данном случае ядро потока заполнило практически весь канал, явных вихревых течений не наблюдается, процесс изменения скоростей в канале носит обычный характер (на входе в канал $C_{\min} = 24$ м/с и на выходе из канала $C_{\max} = 350$ м/с).

Кроме этого, (см рис. 5), проведенные исследования показали не только существенное влияние на эффективность сопловых решеток с поворотными диафрагмами эффективного выходного угла (α_{13}), но и выявили наличие оптимального значения $\alpha_{13}^{\text{опт}} = 12,5^\circ - 13^\circ$.

Следующим фактором, который оказывает ощутимое влияние на эффективность сопловых

решеток является относительный шаг решетки. Однако уровень его влияния меньше, чем α_{13} и F/F_0 . Так, на рис. 6 показано совместное влияние относительного шага и эффективного угла выхода сопловой решетки на ее эффективность.

Обработка результатов численных исследований (вектора наблюдений) с использованием

методов теории планирования эксперимента позволила получить ФММ вида (1), предназначенную для оценки квадратов коэффициентов скорости решеток с поворотными диафрагмами.

Следует отметить, что результаты, приведенные на рис. 5 и 6 были получены с помощью, созданной ФММ.

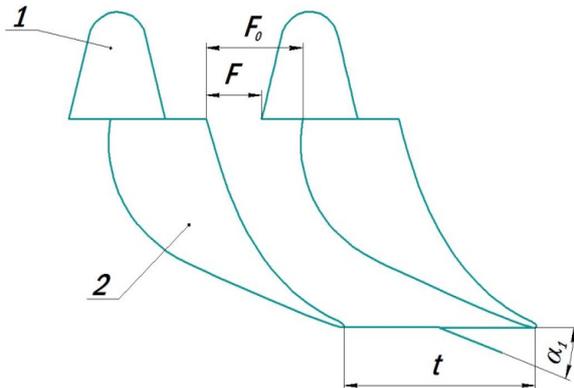


Рис. 1 – Канал решетки:

1 – поворотная часть диафрагмы;
2 – неподвижная часть диафрагмы

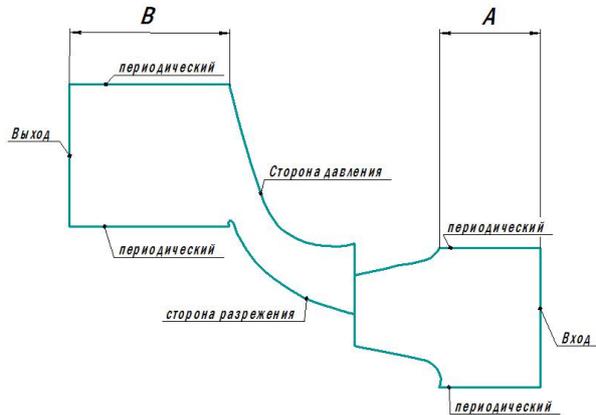


Рис. 2 – Расчетный канал

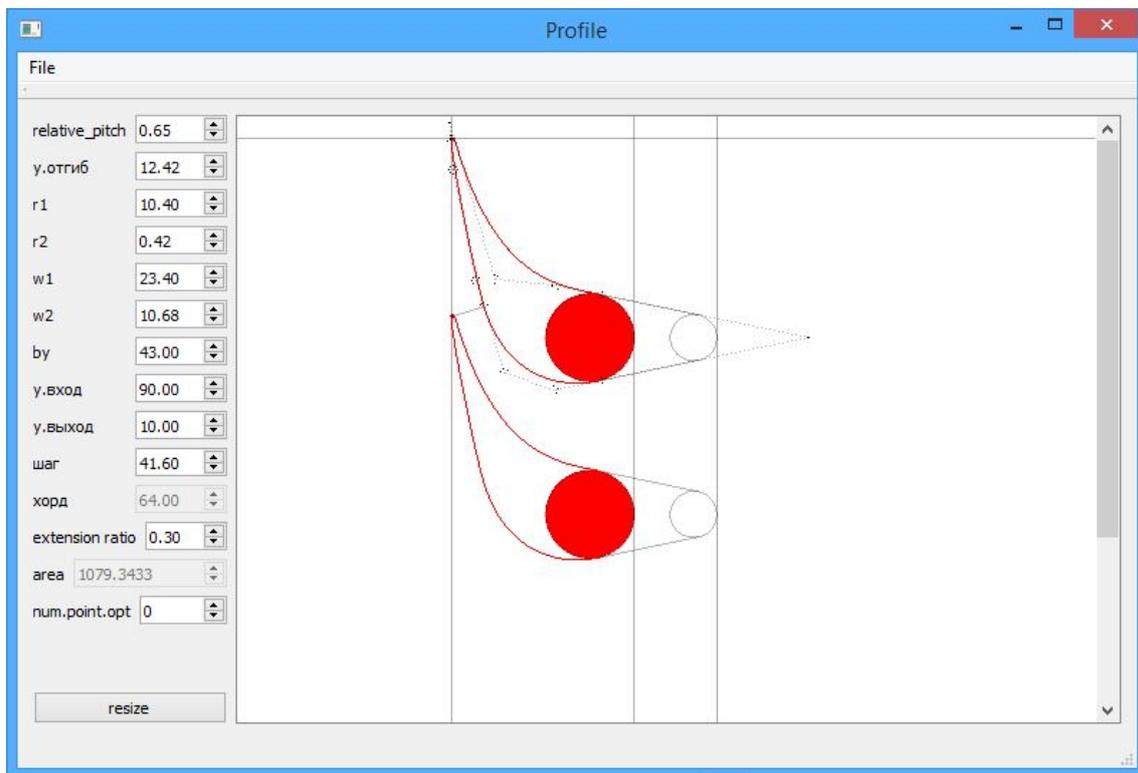


Рис. 3 – Вид диалогового окна подпрограммы профилирования

Как видно из рис. 6 для сопловых решеток с поворотными диафрагмами существует не только оптимальное значение α_{13} , но и значение относительного шага, обеспечивающее максимальную эффективность решетки $t_1/b_{1opt} = 0,71-0,75$.

Следует отметить, что по сравнению с влиянием F/F_0 , α_{13} , и t_1/b_{1opt} влияние остальных параметров на эффективность сопловых решеток с поворотными диафрагмами оказалось существенно меньше.

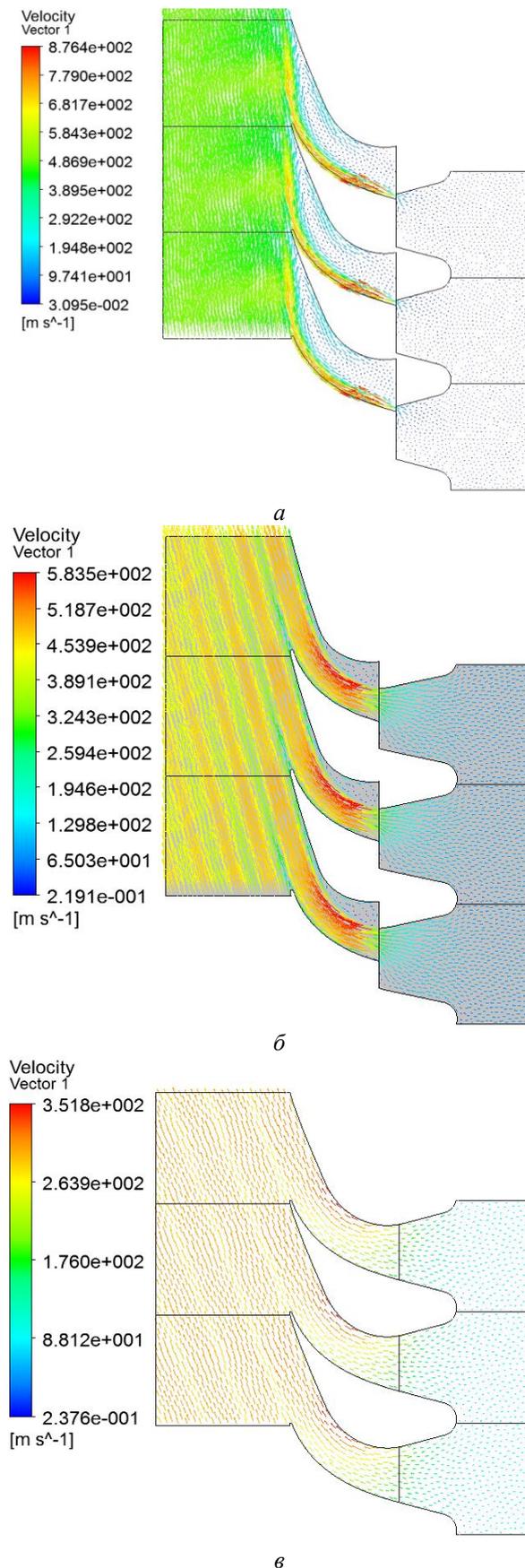
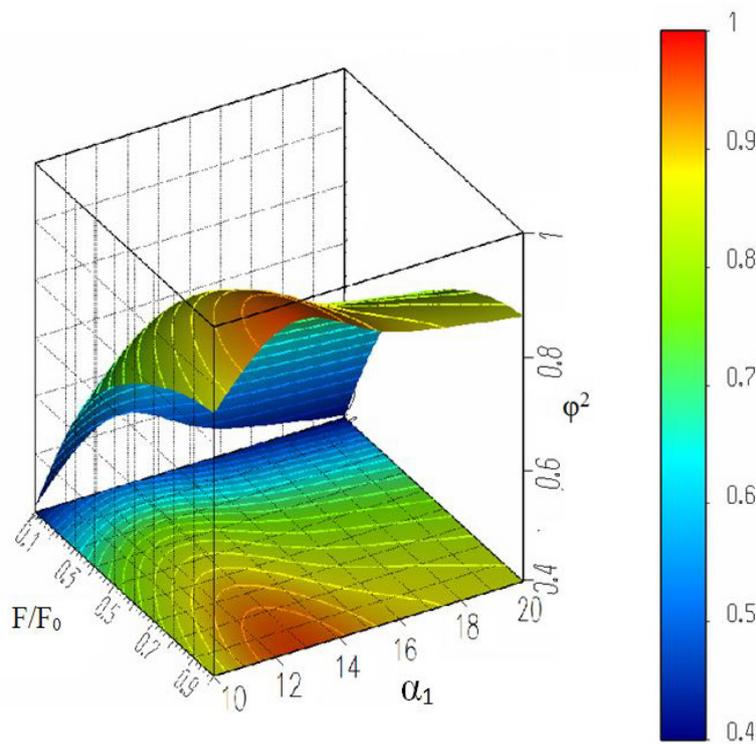
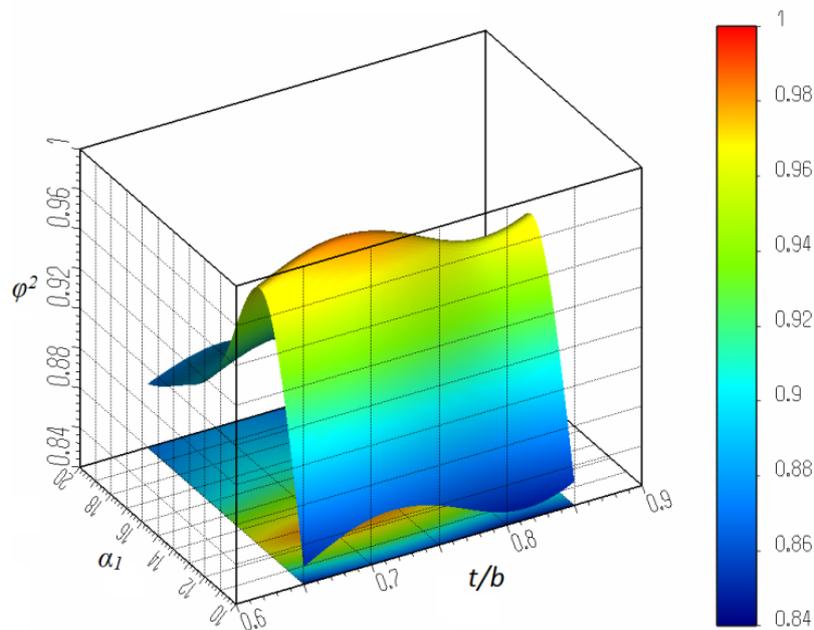


Рис. 4 – Распределение полей скоростей в каналах сопловой решетки с поворотной диафрагмой
 $a - F/F_0 = 0,1$; $б - F/F_0 = 0,55$; $в - F/F_0 = 1$

Рис. 5 – Зависимость φ^2 от α_{13} и F/F_0 Рис. 6 – Зависимость φ^2 от α_{13} и t_1/b_1

Выводы

1) Создана надежная и универсальная методика оценки эффективности сопловых решеток с поворотными диафрагмами для регулируемых турбинных ступеней теплофикационных турбин.

2) Анализ результатов показал, что квадраты коэффициентов скорости сопловых решеток с поворотными диафрагмами наиболее сильно зависят

от степени открытия входного участка сопловой решетки, эффективного угла выхода и относительного шага решетки.

3) Были выявлены оптимальные значения эффективного угла выхода $\alpha_{13}^{opt} = 12,5^\circ - 13^\circ$ и относительного шага решетки $t_1/b_{1opt} = 0,71 - 0,75$.

4) Применение в комплексе теории планирования эксперимента и двухмерного CFD-моделирования течения рабочего тела в каналах

сопловых решеток позволило существенно сократить время проведения численных исследований и получить надежную и универсальную зависимость для оценки эффективности сопловых решеток с поворотными диафрагмами

Список литературы

1. Бойко А. В., Усатый А. П. Комплексная математическая модель процессов в турбине с регулируемыми 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.
2. Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge: CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS, 2002. 1022 p. ISBN 0521-59416-2.
3. Siclari M. J. and Jameson, A. A multigrid finite volume method for solving the Euler and Navier-Stokes equations for high speed flows. *AIAA paper*. 1989. AIAA-89-0283.
4. Chung T. J. Finite Element Analysis in Fluid. New York: McGraw-Hill. Transitions and interactions of inviscid/viscous, compressible/incompressible and laminar/turbulent flow. *Int. J. Num. Meth. Fl.* 1978. No. 31, pp. 23-46.
5. Knupp P. and Steinberg S. *Fundamentals of grid generation*. CRC Press, 1992.
6. Бойко А. В., Говорущенко Ю. Н., Бурлака М. В. *Применение вычислительной аэродинамики к оптимизации лопаток турбомашин* : монография. Харьков: НТУ «ХПІ», 2012. 192 с. На русск. яз. ISBN 978-617-05-0010-6.
7. Гукасова Е. А., Жуковский М. И., Зысина-Моложен Л. М. и др. *Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов паровых и газовых турбин*. Москва: Госэнергоиздат, 1961. 167 с.
8. Мельтюхов В. А. *Оценка качества новых турбинных решеток профилей для режимов диффузорного и конфузорного течений* : дис. ... канд. техн. наук 05.04.12 турбомашин и турбоустановки. Харьков, 1986. 205 с.
9. Rechtschaffner R. L. Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs. *Technometrics*. 1967. No. 4. pp. 569–575.
10. Бойко А. В., Усатый А. П., Баранник В. С. Повышение точности формальной макромодели при планировании эксперимента. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування*. Харьков: НТУ «ХПІ», 2013. № 12(986). С. 5-9. Бібліогр.: 4 назв. ISSN 2078-774X.
11. Усатый А. П. *Всерезжимная многопараметрическая многокритериальная оптимизация проточной части турбин в интегрированном информационном пространстве* : дис. ... д-р техн. наук. Специальность 05.05.16 – «Турбомашини та турбоустановки», науковий консультант – проф. А. В. Бойко, спецрада Д 64.050.11, Харьков: НТУ «ХПІ», 2013.
12. Бойко А. В., Усатый А. П., Руденко А. С. Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации : монография. Харьков: НТУ «ХПІ», 2014. 220 с. На рус. яз.

References (transliterated)

1. 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.
2. Chung T. J. (2002), *Computational fluid dynamics*, CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS, Cambridge, 1022 p. ISBN 0-521-59416-2.
3. Siclari, M. J. and Jameson, A. (1989), "A multigrid finite volume method for solving the Euler and Navier-Stokes equations for high speed flows", *AIAA paper*, AIAA-89-0283.
4. Chung, T. J. (1978), "Finite Element Analysis in Fluid. New York: McGraw-Hill. Transitions and interactions of inviscid/viscous, compressible/incompressible and laminar/turbulent flow", *Int. J. Num. Meth. Fl.*, No. 31, pp. 23-46.
5. Knupp P., Steinberg S. (1992), *Fundamentals of grid generation*. CRC Press.
6. Boyko A. V., Govoruschenko Yu. N., Burlaka M.V. (2012), *Primenenie vychislitel'noy aerodinamiki k optimizatsii lopatok turbomashin* [Application of computational aerodynamics to optimization of turbomachine blades], NTU "KhPI", Kharkov, Ukraine, 192 p., ISBN 978-617-05-0010-6.
7. Gukasova E. A., Zhukovskiy M. I., Zysinina, L. M. (1961), *Aerodinamicheskoe sovershenstvovanie lopatochnykh apparatov parovykh i gazovykh turbin* [Aerodynamic perfection of the scapular blades of steam and gas turbines], Gosenergoizdat, Moscow, Russian, 167 p.
8. Meltyuhov V. A. (1986), *Otsenka kachestva novykh turbinnykh reshetok profiley dlya rezhimov diffuzornogo ikonfuzornogo techeniy: dis. ... kand. tekhn. nauk* [Evaluation of the quality of new turbine profile grids for the diffusive lushfuzorny current modes. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)], Kharkiv, 205 p.
9. Boiko A. V., Usaty A. P., Barannik V. S. (2013), "Povyishenie tochnosti formal'noy makromodeli pri planirovanii eksperimenta [The increasing of formal macromodel accuracy when planning the experiment]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 12(986), pp. 5–9, ISSN 2078-774X.
10. Rechtschaffner R. L. (1967), "Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs", *Technometrics*, No. 4, pp. 569–575.
11. Usaty, A. P. (2012), *Vserezhimnaya mnogoparametricheskaya mnogokriterial'naya optimizatsiya protochnoy chasti turbin v integrirovannom informatsionnom prostranstve: dis. ... d-ra tekhn. nauk* [Multi-mode multi-parameters multi-criterion optimization of the turbine flow path in the integrated information space. Dr. eng. sci. diss.], NTU "KhPI", Kharkov, Ukraine.
12. Boiko, A. V., Usaty, A. P. and Rudenko, A. S. (2014), *Mnogokriterial'naya mnogoparametricheskaya optimizatsiya protochnoy 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.

Поступила (received) 03.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Усатий Олександр Павлович (Usaty Alexander Pavlovich, Usaty Alexander) – 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/0000-0002-8568-5007>.

Фам Туан Ань (Fam Tuan Anh, Pham Tuan) – магістр, кафедра турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: Anhvanhp93@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0462-3075>.

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

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРИАЛА НА НЕСТАЦИОНАРНУЮ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ В СТЕНКЕ БАРАБАНА ПАРОВОГО КОТЛА

Рассматривается нестационарная теплопроводность в стенке барабана парового котла с учетом температурных зависимостей теплофизических характеристик материала. Показано, что для решения таких задач целесообразно применять математические формулировки задач теплопроводности в виде системы уравнений для температуры и компонент теплового потока. Установлено, что способ учета температурных зависимостей теплофизических характеристик материала заметно влияет на результаты расчетов нестационарной теплопроводности в стенке барабана парового котла.

Ключевые слова: паровой котел, барабан, теплофизические характеристики материала, аппроксимация температурных зависимостей, нестационарная теплопроводность, температурное поле, переходный процесс, длительность переходного процесса, метод полудискретизации, метод сеток.

О. В. ЄФІМОВ, Ю. В. РОМАШОВ, В. Л. КАВЕРЦЕВ

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ТЕПЛОФИЗИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРІАЛУ НА НЕСТАЦІОНАРНУ ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ В СТІНЦІ БАРАБАНА ПАРОВОГО КОТЛА

Розглядається нестационарна теплопровідність в стінці барабана парового котла з урахуванням температурних залежностей теплофізичних характеристик матеріалу. Показано, що для вирішення таких задач доцільно застосовувати математичні формулювання завдань теплопровідності у вигляді системи рівнянь для температури і компонент теплового потоку. Встановлено, що спосіб врахування температурних залежностей теплофізичних характеристик матеріалу помітно впливає на результати розрахунків нестационарної теплопровідності в стінці барабана парового котла.

Ключові слова: паровий котел, барабан, теплофізичні характеристики матеріалу, апроксимація температурних залежностей, нестационарна теплопровідність, температурне поле, перехідний процес, тривалість перехідного процесу, метод полудискретизації, метод сіток.

A. YEFIMOV, YU. ROMASHOV, V. KAVERTSEV

INFLUENCE OF TEMPERATURE DEPENDENCES OF THERMOPHYSICAL CHARACTERISTICS ON THE NONSTATIONARY HEAT CONDUCTIVITY IN THE DRUM WALL OF STEAM BOILER

The purpose of this research was to estimate the error in the simulation data of the processes of nonstationary heat conductivity that occur in the drum wall of a steam boiler due to the linearization of heat conductivity equation as a result of the averaging of temperature dependences of thermophysical characteristics of the material. It was shown that in the general case when the temperature dependences of thermophysical characteristics of the material are represented by the approximations of tabulated prescribed functions it is reasonable to use the mathematical formulation of the heat conductivity problem in the form of complete equation system that includes the heat balance law and the Fourier law for the investigation of nonstationary heat conductivity in the drum wall of steam boiler. Using the method of semi-descretization we obtain the sought unknown values in the form of time functions of nodal temperature values and heat flow components and for them we obtain the differential equation system and nonlinear algebraic equation system that interrelate nodal temperature values and heat flow components. It was shown that the linearization of heat conductivity equation due to the averaging of temperature dependences of thermophysical characteristics of the material introduces no substantial errors to the obtained data only in a narrow temperature range of the averaging that is limited by extreme temperature values at body points. In the general case the linearization of heat conductivity equation due to the averaging of temperature dependences of thermophysical characteristics of the material can bring in noticeable errors in the research data of nonstationary temperature fields that are induced in the drum wall of steam boiler.

Key words: steam boiler, drum, thermophysical characteristics of the material, approximation of temperature dependences, nonstationary conductivity, temperature field, transient process, method of semi-descretization, grid methods.

Введение

Температурное состояние барабана заметно ограничивает возможные режимы эксплуатации, особенно возможности быстрого запуска и останова паровых котлов, поэтому проблемам изучения температурного состояния барабанов паровых котлов в настоящее время уделяется очень много внимания, о чем свидетельствуют многочисленные научные публикации по этой тематике, и, в частности, работы [1–4]. Нестационарная теплопроводность стенки в значительной степени опреде-

ляет температурное и состояние барабана в целом, а также температурные напряжения в металле барабана, поэтому тема данного исследования, в котором осуществляется учет температурных зависимостей теплофизических характеристик и изучается его влияние на результаты компьютерного моделирования нестационарной теплопроводности в стенке барабана паровых котлов, является актуальной. Результаты таких исследований представляют также практический интерес для совершенствования режимов эксплуатации и конструкций паровых котлов теплоэнергетики и энергетическо-

© А. В. Ефимов, Ю. В. Ромашов, В. Л. Каверцев, 2018

го машиностроения.

Цель работы

При изучении процессов нестационарной теплопроводности в элементах конструкций часто пренебрегают температурными зависимостями теплофизических характеристик конструкционных материалов. Это приводит к линейному уравнению теплопроводности и за счет этого существенно упрощает математическое моделирование процессов нестационарной теплопроводности, однако вносит в результаты некоторую погрешность. Целью данной работы является оценка погрешности в результатах моделирования процессов нестационарной теплопроводности в стенке барабана парового котла, приобретаемой из-за осреднения температурных зависимостей теплофизических характеристик материала и линеаризации уравнения нестационарной теплопроводности.

Математическая формулировка задачи

Математическая формулировка задачи нестационарной теплопроводности включает в себя уравнения, полученные на основе баланса тепла в элементарном объеме и закона теплопроводности Фурье, а также необходимые начальные и граничные условия [5–7], которые для изучения теплопроводности стенки барабана парового котла могут, например, иметь следующий вид [4]:

$$c(T)\rho(T)\frac{\partial T}{\partial t} = -\left(\frac{\partial q}{\partial r} + \frac{q}{r}\right), \quad a < r < b, \quad t \geq 0, \quad (1)$$

$$q = -\lambda(T)\frac{\partial T}{\partial r}, \quad a \leq r < b, \quad t \geq 0, \quad (2)$$

$$T(x, 0) = T_0, \quad T_0 = \text{const}, \quad a < r \leq b, \quad (3)$$

$$T(a, t) = T_a, \quad q(b, t) = 0, \quad T_a = \text{const}, \quad t \geq 0, \quad (4)$$

где r – радиальная координата вдоль стенки;

t – время; $T(r, t)$ и $q(r, t)$ – поле температуры и радиальной компоненты теплового потока;

a и b – внутренний и наружный радиусы барабана;

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

T_a – температура внутренней поверхности барабана;

$c(T)$, $\rho(T)$ и $\lambda(T)$ – теплоемкость, плотность и коэффициент теплопроводности материала стенки.

Учтем закон Фурье (2) в соотношении (1) баланса тепла в элементарном объеме и в результате получим:

$$c(T)\rho(T)\frac{\partial T}{\partial t} = \lambda(T)\left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{d\lambda}{dT}\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)^2. \quad (5)$$

Если принять, что теплоемкость $c(T)$, плотность $\rho(T)$ и коэффициент теплопроводности $\lambda(T)$ материала не зависят от температуры, т.е. являются константами, то уравнение (5) существенно упрощается, и принимает частный вид, отвечающий известному линейному уравнению теплопроводности [4–7]. В общем случае уравнение теплопроводности (5) оказывается нелинейным, и, самое главное, в нем имеется слагаемое с множителем $d\lambda/dT$, который достаточно сложно определить, поскольку температурная зависимость $\lambda(T)$ коэффициента теплопроводности для поликристаллического материала изначально известна только в табличном виде [8]. Располагая таблично заданной функцией $\lambda(T)$, можем построить ее аппроксимацию, которая будет достаточно точно определять значения функции $\lambda(T)$, не гарантируя при этом достаточно точного определения производной $d\lambda/dT$. С учетом отмеченного обстоятельства при использовании уравнения теплопроводности (5) погрешности аппроксимации производной $d\lambda/dT$ будут вносить погрешности в получаемые решения. Таким образом, в общем случае вместо уравнения (5) лучше рассматривать систему уравнений (1), (2), которая не содержит производной $d\lambda/dT$.

Метод решения

Для решения задачи теплопроводности (1)–(4) используем метод полудискретизации [9] с пространственной сеткой из n внутренних узлов, координаты которых обозначим $r_k = a + (k-1)\Delta r$, где $k = 1, 2, \dots, n$ – номер узла и $\Delta r = (b-a)/(n+1)$ – шаг сетки. Значения температуры и теплового потока в узлах сетки $T_k = T(r_k, t)$ и $q_k = q(r_k, t)$ являются функциями времени. Тогда вместо уравнений (1), (2) имеем соотношения относительно узловых значений следующего вида:

$$c_k \rho_k \frac{dT_k}{dt} = \left(\frac{q_{k-1}}{2\Delta r} - \frac{q_k}{r_k} - \frac{q_{k+1}}{2\Delta r}\right), \quad (6)$$

$$q_k = \frac{\lambda_k}{2\Delta r}(T_{k-1} - T_{k+1}), \quad (7)$$

где $c_k = c(T_k)$, $\rho_k = \rho(T_k)$ и $\lambda_k = \lambda(T_k)$.

В узлах сетки с номерами $k = 1$ и $k = n$ соотношения (6), (7) следует рассматривать с учетом граничных условий (4). Для этого в соотношениях (6), (7), отвечающих узлам $k = 1$ и $k = n$ просто следует учесть:

$$T_{k-1} = T_a, \quad q_{k-1} = -\frac{\lambda(T_a)}{2\Delta r}(-3T_a + 4T_k - T_{k+1}), \quad (8)$$

$$T_{k+1} = \frac{4}{3}T_{k-1} + \frac{1}{3}T_k, \quad q_{k+1} = 0. \quad (9)$$

Начальное условие (3) приводит к начальным условиям для узловых значений температуры следующего вида:

$$T_k(0) = T_0, \quad k = 1, 2, \dots, n. \quad (10)$$

Таким образом, в виде (6)–(9) получаем систему дифференциальных и алгебраических уравнений относительно узловых значений температуры и радиальной компоненты теплового потока. Эти уравнения с начальными условиями (10) приводим к задаче Коши канонического вида, которую решаем методом Мерсона с автоматическим выбором шага интегрирования [4].

Результаты расчетов

Рассмотрим температурные поля в стенке барабана парового котла, выполненного из стали марки 20 при следующих числовых значениях исходных данных:

$$a = 0,6 \text{ м}, \quad b = 0,616 \text{ м}, \quad T_0 = 573 \text{ К}, \quad T_a = 593 \text{ К}. \quad (11)$$

Для описания температурных зависимостей теплоемкости $c(T)$, плотности $\rho(T)$ и коэффициента теплопроводности $\lambda(T)$ материала используем аппроксимации, которые достаточно точно описывают табличные значения [8] соответствующих функций, что, в частности, для коэффициента теплопроводности материала иллюстрируется рис. 1:

$$\begin{aligned} \lambda(T) &\cong e^{4,89 - 5,09 \cdot 10^{-3} T + 1,04 \cdot 10^{-5} T^2 - 9,74 \cdot 10^{-9} T^3 + 3,09 \cdot 10^{-12} T^4}, \\ c(T) &\cong e^{8,60 - 1,92 \cdot 10^{-2} T + 5,08 \cdot 10^{-5} T^2 - 5,26 \cdot 10^{-8} T^3 + 1,87 \cdot 10^{-11} T^4}, \\ \rho(T) &\cong e^{8,97 - 4,39 \cdot 10^{-6} T}, \end{aligned} \quad (12)$$

где числовые значения получены методом наименьших квадратов по табличным данным температурных зависимостей соответствующих теплофизических характеристик стали марки 20, которые приведены в работе [8].

Для исследования влияния температурных зависимостей теплофизических характеристик материала на теплопроводность в стенке барабана парового котла, выполним расчеты для случая, когда теплофизические характеристики материала представлены средними значениями в узком температурном интервале:

$$c = \frac{T_a}{T_a - T_0}, \quad \rho = \frac{T_0}{T_a - T_0}, \quad \lambda = \frac{T_0}{T_a - T_0}, \quad (13)$$

где температурный интервал для осреднения характеристик материала отвечает исходным данным (11) рассматриваемой задачи теплопроводности.

Также выполним расчеты для случая, когда теплофизические характеристики материала представлены средними значениями в широком температурном интервале $300 \text{ К} \leq T \leq 1200 \text{ К}$ [8]:

$$c = \frac{\int_{300}^{1200} c(T) dT}{900}, \quad \rho = \frac{\int_{300}^{1200} \rho(T) dT}{900}, \quad \lambda = \frac{\int_{300}^{1200} \lambda(T) dT}{900}. \quad (14)$$

Средние значения (14) приходится использовать, когда априори точно неизвестны границы интервала значений температуры в точках исследуемого тела, либо когда отсутствуют точные данные о температурных зависимостях теплофизических характеристик материала.

Некоторые результаты расчетов, полученные для числа $n = 100$ узлов сетки, представлены на рис. 2. Расчеты показывают некоторое различие результатов, получаемых с учетом температурных зависимостей теплофизических характеристик материала и получаемых для средних значений (14) с помощью линеаризованного уравнения теплопроводности. Различие результатов, хотя и относительно небольшое, но, тем не менее, заметное.

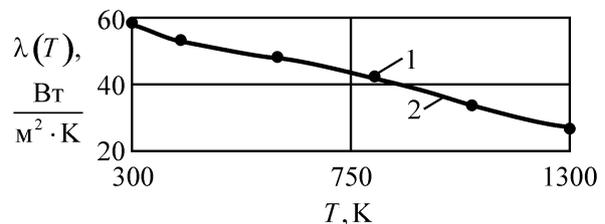


Рис. 1 – Температурная зависимость коэффициента теплопроводности стали марки 20, из которой часто изготавливают барабаны паровых котлов: 1 – исходные данные; 2 – аппроксимация исходных данных

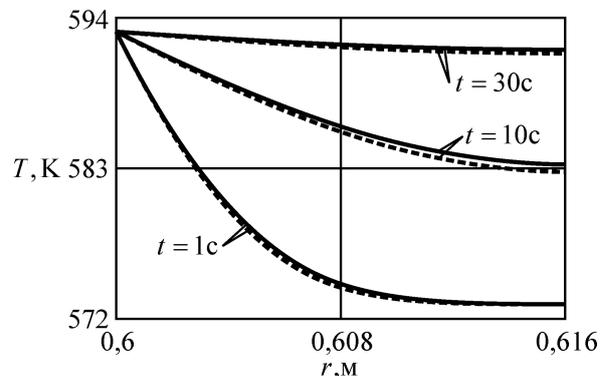


Рис. 2 – Результаты расчета поля температуры в разные моменты времени, полученные с аппроксимациями (кривые) и для осредненных (штрихи) в широком температурном интервале теплофизических характеристик материала

Обсуждение результатов

Из-за малой разницы между величинами T_0 и T_a , принятыми в исходных данных, результаты расчетов для теплофизических характеристик (12) и для средних значений (13) этих характеристик практически совпадают и не видны в масштабе

рис. 2. В то же время довольно заметна (рис. 2) разница результатов расчетов для исходных данных (12) и (14), из-за достаточно широкого температурного интервала для осреднения (14) теплофизических характеристик материала. Таким образом, линеаризация путем осреднения теплофизических характеристик уравнения теплопроводности приводит к достоверным результатам, если разница температуры в точках относительно небольшая и осреднение выполнено в узком температурном интервале, отвечающем температурным полям рассматриваемой задачи.

Выводы

Нестационарную теплопроводность стенки барабана парового котла без существенной потери точности можно рассматривать на основе линейного уравнения теплопроводности, только лишь когда априори известны наименьшее и наибольшее значения температуры и разница между ними достаточно малая и при условии, что теплофизические характеристики материала представлены средними значениями в соответствующем температурном интервале.

Список литературы

1. Wang X., Wang G., Chen H., Zhang L. Real-time temperature field reconstruction of boiler drum based on fuzzy adaptive Kalman filter and order reduction. *International Journal of Thermal Sciences*. 2017. Vol. 113. pp. 145–153.
2. Bouskela D. Multi-mode physical modelling of a drum boiler. *Procedia Computer Science*. 2016. Vol. 95. pp. 516–523.
3. Sunil P. U., Barve J., Nataraj P. S. V. Mathematical modeling, simulation and validation of a boiler drum: Some investigations. *Energy*. 2017. Vol. 126. pp. 312–325.
4. Ефимов А. В., Ромашов Ю. В., Каверцев В. Л. Температурные напряжения и оптимальное отношение внутреннего и наружного радиусов цилиндрической части сосудов давления парогенерирующих установок. *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків : НТУ «ХПИ», 2016. № 9(1181). С. 108–112.

Бібліогр.: 12 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.16.

5. Tritt Terry. *Thermal conductivity: theory, properties, and applications*. New York: Kluwer Academic / Plenum Publishers, 2004. 290 p.
6. Holman J. P. *Heat transfer*. New York: McGraw-Hill Companies Inc., 2010.
7. Tannehill J. C., Anderson D. A. and Pletcher R. H. *Computational fluid mechanics and heat transfer*. Washington: Taylor & Francis, DC, 1997.
8. Чиркин В. С. *Теплофизические свойства материалов*. Москва: Государственное издательство физико-математической литературы, 1959. 356 с.
9. Fletcher C. A. J. *Computational techniques for fluid dynamics 1 Fundamental and General Techniques*. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 1988, 1991. 404 p.

References (transliterated)

1. Wang, X., Wang G., Chen, H. and Zhang L. (2017), "Real-time temperature field reconstruction of boiler drum based on fuzzy adaptive Kalman filter and order reduction", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 113, pp. 145–153.
2. Bouskela, D. (2016), Multi-mode physical modelling of a drum boiler, *Procedia Computer Science*, Vol. 95, pp. 516–523.
3. Sunil, P. U., Barve, J. and Nataraj, P. S. V. (2017). Mathematical modeling, simulation and validation of a boiler drum: Some investigations, *Energy*, Vol. 126, pp. 312–325.
4. Yefimov, A., Romashov, Yu. and Kavertsev, V. (2016), "Temperature Stresses and Optimum Ratio of the Inner and Outer Radii of the Cylindrical Parts of Pressure Vessels of Steam Generating Systems", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 108–112, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.16.
5. Tritt T. (ed.) (2004), *Thermal conductivity: theory, properties, and applications*, Kluwer Academic New York.
6. Holman, J. P. (2010), *Heat transfer*, McGraw-Hill Companies Inc., New York.
7. Tannehill, J. C., Anderson, D. A. and Pletcher, R. H. (1997), *Computational fluid mechanics and heat transfer*, Taylor & Francis, Washington, DC.
8. Chirkin, V. S. (1959), *Теплофизические свойства материалов*, Gosudarstvennoye izdatel'stvo fiziko-matematicheskoy literatury, Moscow, Russian
9. Fletcher, C. A. J. (1988, 1991), *Computational techniques for fluid dynamics 1 Fundamental and General Techniques*, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg.

Поступила (received) 15.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Ромашов Юрій Володимирович (Ромашов Юрий Владимирович, Romashov Yury) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри парогенераторобудування, Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна, професор кафедри прикладної математики; м Харків, Україна; e-mail: yu.v.romashov@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8376-3510>, Scopus: Author ID: 6602890228.

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

В. А. РОГАЧЕВ, А. В. БАРАНЮК, А. Ю. РАЧИНСКИЙ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Представлены результаты численного исследования теплообмена и гидравлического сопротивления в каналах пластинчатого теплообменника разборного типа. Численное исследование выполнено методами CFD-моделирования. Проведена верификация результатов моделирования с расчетными данными, полученными по известным инженерным методикам расчета теплогидравлических характеристик пластинчатых теплообменных аппаратов. Результаты исследования могут быть использованы для оценки интенсификации теплообмена и анализа течения с целью повышения эффективности пластинчатого теплообменника.

Ключевые слова: пластинчатый теплообменник, численное исследование, теплообмен, течение, моделирование.

В. А. РОГАЧОВ, О. В. БАРАНЮК, А. Ю. РАЧИНСЬКИЙ

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА

Представлені результати чисельного дослідження теплообміну і гідравлічного опору в каналах пластинчастого теплообмінника розбірного типу. Чисельне дослідження виконано методами CFD-моделювання. Проведена верифікація результатів моделювання з розрахунковими даними, отриманими за відомим інженерним методикам розрахунку теплогидравлічних характеристик пластинчатих теплообмінних апаратів. Результати дослідження можуть бути використані для оцінки інтенсифікації теплообміну і аналізу перебігу з метою підвищення ефективності пластинчастого теплообмінника.

Ключові слова: пластинчастий теплообмінник, чисельне дослідження, теплообмін, протягом, моделювання.

V. ROGACHOV, A. BARANYUK, A. RACHYNSKYI

NUMERICAL SIMULATION OF HEAT HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF THE PLATE-TYPE HEAT-EXCHANGER

It is known that today the cooling system of efficient air compressors that allows us to cool both heated compressor parts and the produced compressed air releases the heat to the environment. This heat can be used for common good, for example for the domestic water heating. Available cooling systems can conventionally be divided into the two types, in particular the air cooling system and the water cooling system. In the case of water cooling system it is possible to use the plate-type heat exchanger. It is known that plate-type heat exchangers are very compact and have a low hydraulic resistance at simultaneously high heat-exchange intensity. Today, we have an ample amount of developed analytical methods used for the computation of heat exchange and hydrodynamics in the channels of plate-type heat exchangers and the thermal state of such heat exchangers; however we are lacking of the research done using the tools of CFD-simulation. The authors made an attempt to determine the heat load and the hydraulic resistance of the plate-type heat exchanger of a sectional type using the developed methods of CFD-simulation in the software environment of ANSYS-Fluent system. The simulation data were verified and compared with the computation data obtained using a known engineering technique used for the computation of the heat-hydraulic characteristics of plate-type heat exchangers. The research data can be used for the heat-exchange intensification assessment and for the analysis of the flow to improve the efficiency of the plate-type heat exchanger.

Key words: plate-type heat exchanger, numerical investigation, heat exchange, flow and the simulation.

Введение

Пластинчатые теплообменники используются на теплогенерирующих и теплоиспользующих предприятиях во всем мире. Этому способствует их высокая компактность, малое гидравлическое сопротивление при одновременно высокой интенсивности теплообмена, простота изготовления, удобство монтажа и доступность очистки поверхностей от загрязнений.

На сегодня разработано множество аналитических и инженерных методов расчета теплообмена и гидродинамики для различных типов пластинчатых теплообменников [1–7]. Однако, несмотря на непрерывный рост публикаций по данной тематике, количество исследований путем численного моделирования с помощью известных программных продуктов для решения этой сложной задачи весьма ограничено, а их результаты часто носят противоречивый и случайный харак-

тер, а полученные модели недостаточно детальные и точны [8].

В статье предлагается на основе физически обоснованных методов CFD-моделирования в среде программного комплекса *ANSYS-Fluent* рассчитывать тепловые, гидравлические и геометрические характеристики пластинчатых теплообменников разборного типа.

Цель и задачи исследования

Целью настоящей работы является создание метода расчета теплообмена и гидродинамики пластинчатых теплообменников с каналами различной геометрической конфигурации, на основе компьютерного моделирования с использованием пакета *ANSYS* (модуль *FLUENT*).

Для достижения цели поставлены следующие задачи:

– создать подробную расчетную модель, под-

© В. А. Рогачев, А. В. Баранюк, А. Ю. Рачинский, 2018

готовленную для численного решения с минимизированной погрешностью в задании исходных данных;

- настроить решатель и решение, обеспечивающие сходимость и устойчивость итерационного процесса, а также запуск решения задачи с результатом численного решения в широком диапазоне его применимости;

- обработать и представить результаты моделирования в виде визуализации распределения искомым тепловых и гидродинамических характеристик.

Литературный обзор

Процессы теплообмена нашли широкое применение в энергетической, химической, нефтеперерабатывающей, металлургической, пищевой промышленности, коммунальном хозяйстве. Теплообменники различных типов (пластинчатые, кожухотрубные, спиральные и т.д.) используются для нагревания холодных и охлаждения горячих сред, для проведения процессов испарения, конденсации, выпаривания, плавления, кристаллизации [1–3]. Поэтому задача повышения эффективности при производстве, передаче и использовании тепловой энергии является актуальной и напрямую зависит от эффективности применяемых теплообменных аппаратов. В свою очередь данная задача решается на основе перспективных способов интенсификации теплообмена в этих теплообменниках с учетом применения надежных и достоверных методов их расчета.

Разборный пластинчатый теплообменник (рис. 1) [1, 3] состоит из множества (до 700) тонких толщиной 0,5–1,2 мм прямоугольных металлических теплопередающих пластин 5, с установленными по периферии прокладками и скрепляемыми в корпусе. Корпус обычно представляет собой две массивные плиты 1, 3 на направляющих 2, 6, передвижные ролики 8, систему стяжных шпилек 10 и стойки 4. На плитах корпуса имеются патрубки с фланцами 7 для присоединения подводящих и отводящих магистралей теплоносителей. Теплопередающие пластины имеют на своих поверхностях рельефный рисунок, обеспечивающий формирование каналов и турбулизацию потока в них для каждого теплоносителя. Набором разного количества пластин, зажимаемых в корпусе теплообменника, можно добиться различной его тепловой мощности без замены корпуса. Этому способствуют тот факт, что направляющие и стяжные шпильки обычно выполнены с запасом по длине. Возможность разборки и сборки теплообменника позволяет также осуществлять осмотр теплообменных поверхностей и проводить их механическую очистку от загрязнений.

Теплопередающие пластины с рифленой поверхностью изготавливают штамповкой или пресованием из листового металла. На одной стороне

каждой пластины имеются специальные углубления по периферии и вокруг отверстий входов и выходов теплоносителей для резиновых прокладок. В мире на сегодняшний день разработано более 60-и различных конфигураций рифления пластин. В процессе установки пластин все выступы рельефа на поверхности соприкасаются между собой, обеспечивая тем самым механическую жесткость всей конструкции теплообменника. Образующиеся при этом параллельные межпластинчатые каналы, предназначенные для прохода теплоносителей и имеющие небольшую высоту (1,5–7 мм), чрезвычайно разветвлены и извилисты, что способствует увеличению коэффициентов теплоотдачи и уменьшению отложений на поверхностях.

Каждая теплообменная пластина имеет четыре отверстия. Попарно они обеспечивают прохождение потока теплоносителя с обеих сторон пластины. При сборке пластин, прокладками вокруг пластин и отверстий формируется распределение теплоносителей по смежным теплообменным каналам. Входное и выходное отверстия для подачи и отвода греющего теплоносителя для каждого канала находятся на противоположных концах по длине пластины и связаны внутренними каналами с внешними подающим и отводящим трубопроводами. При этом два других отверстия для течения нагреваемого теплоносителя изолированы прокладками от теплообменного тракта. На следующей пластине уже первая пара изолирована от теплообменного канала, а вторая пара отверстий обеспечивает доступ в канал и отвод нагреваемого теплоносителя. Таким образом, в теплообменнике обеспечивается, как правило, поочередное противоточное течение теплоносителей в смежных каналах.

К преимуществам пластинчатого теплообменника [1–3] можно отнести компактность (120–660 м²/м³) и малый вес (в 6 раз меньше веса эквивалентного кожухотрубчатого теплообменника), высокую турбулентность потоков теплоносителей, обеспечивающих высокую эффективность теплообмена и эффект самоочистки поверхностей, возможность легкого наращивания мощности теплообменника путём добавления новых пластин, осуществление контроля и технического обслуживания. Пластинчатым теплообменникам свойственны высокие КПД – до 93 %.

Однако, пластинчатые теплообменники из-за конструктивных особенностей имеют значительно ограниченные диапазоны рабочих параметров.

Так, максимальное давление теплоносителя не может превышать 3 МПа, обычно номинальное давление составляет 1 МПа. Материал прокладок ограничивает и максимальную рабочую температуру – до 260 °С, поэтому, во избежание использования прокладок из дорогостоящих материалов, номинальная температура составляет 150 °С.

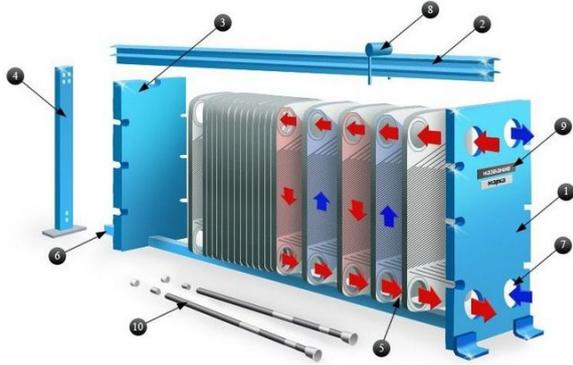


Рис. 1 – Общий вид пластинчатого теплообменника и схема движения теплоносителей:
 1 – передняя неподвижная плита; 2, 6 – верхняя и нижняя направляющие; 3 – задняя подвижная плита; 4 – задняя стойка (штатив); 5 – рабочая пластина с уплотнением; 7 – патрубки; 8 – ролики для перемещения пластин вдоль направляющих; 9 – шильд с названием и техническими данными; 10 – шпильки

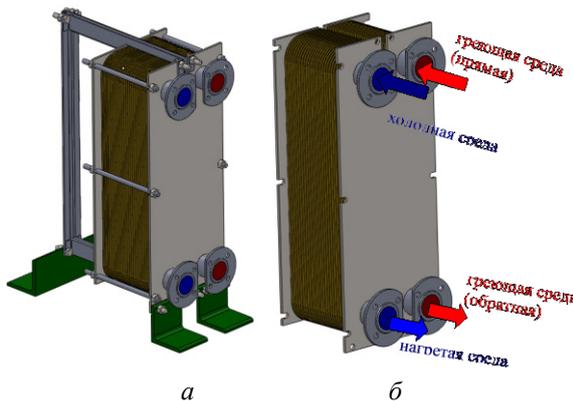


Рис. 2 – Пластинчатый теплообменник
 а – конструкция; б – CFD-модель расчета теплообмена и гидродинамики

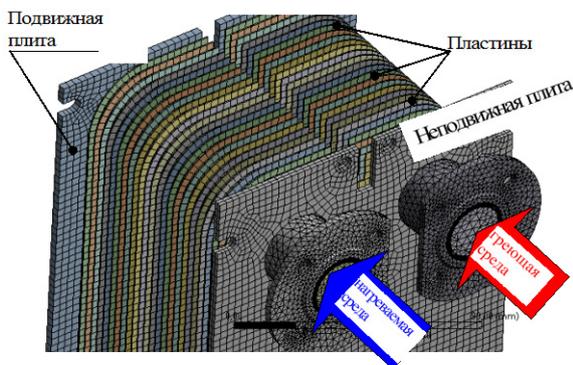


Рис. 3 – Элементы CFD-модели пластинчатого теплообменника

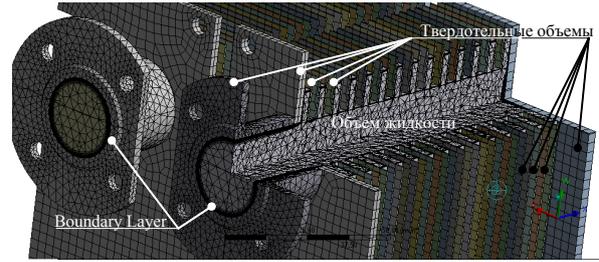


Рис. 4 – Элементы CFD-модели пластинчатого теплообменника

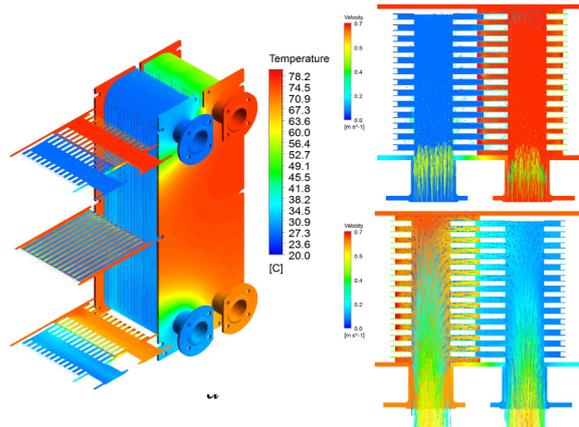


Рис. 5 – Распределение температур в пластинчатом теплообменнике:
 а – изменение температуры в алюминиевых пластинах; б – распределение температур нагреваемой среды; в – распределение температур греющей среды

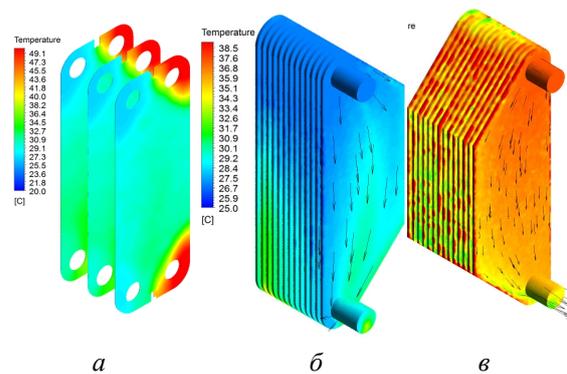


Рис. 6 – Распределение температур в пластинчатом теплообменнике:
 а – изменение температуры в алюминиевых пластинах; б – распределение температур нагреваемой среды; в – распределение температур греющей среды

Разработка и проектирование пластинчатого теплообменника включает ряд расчетов: тепловой, гидродинамический, прочностной, технико-экономический. Основным видом расчета является тепловой, который позволяет определить, при заданной тепловой мощности, требуемую площадь

поверхности теплообмена [1–3]. Однако, количественные соотношения для теплогидравлического расчета межпластинчатых каналов в широком диапазоне изменения их геометрических характеристик (высота, форма поперечного сечения, тип рельефа пластины) и гидродинамических условий течения в канале определены пока далеко не в полном объеме и не всегда физически обоснованы [1–3]. Объясняется это отсутствием строгих аналитических моделей и методов расчета, а также недостаточной разработкой численных методов расчета, расширяющих диапазоны изменения характеристик. Существует также дефицит надежных экспериментальных исследований, в том числе относительно детального выяснения существа механизма интенсификации теплообмена, а также возможных малоизученных особых гидродинамических режимов течения в геометрически сложных каналах пластинчатого теплообменника.

Методика CFD-моделирования теплообмена и течения в каналах пластинчатого теплообменника

Разработанная в CFD-модель представляет собой трехмерную модель пластинчатого теплообменника (рис. 2а) и позволяет рассчитывать тепло- и гидравлические характеристики потоков, движущихся в межпластинчатом пространстве. Процедура моделирования предполагает дискретизацию основных конструктивных элементов и жидкой фазы пластинчатого теплообменного аппарата с помощью неравномерных расчетных сеток, позволяющих представить физико-математическое описание течения внутри пространства между пластинами, которое основывается на численном решении усредненных по числу Рейнольдса уравнений Навье-Стокса, замкнутых с помощью RNG модели турбулентности с неравновесными пристенными функциями.

В качестве объекта моделирования использовалась разработанная авторами реально действующая конструкция пластинчатого теплообменника (предприятие «СИГМА-ИНЖИНИРИНГ», г. Киев). Конструкция состояла из отдельных пластин, разделенных резиновыми прокладками, двух плит (одной неподвижной, а другой прижимной), входных и выходных патрубков с различными видами соединений, комплекта жестко и герметично соединенных рабочих гладких пластин, специальных направляющих, резьбовых метизов и штуцеров для присоединения технологических трубопроводов (рис. 2а) и ее CFD-модель (рис. 2б).

Известно, что главным элементом теплообменника являются пластины, которые предназначены для передачи тепловой энергии одного теплоносителя другому. Обычно, для увеличения поверхности теплообмена и турбулизации потока теплоносителя проточная часть пластин выполня-

ется гофрированной или ребристой, причем гофры могут быть горизонтальными или расположены в «елку». Однако, существующими средствами CFD-моделирования, создание модели из таких пластин пока вызывает затруднения и сложности, поэтому авторы статьи рассматривают теплообменник, состоящий из 26-и гладких алюминиевых пластин. При этом, для моделирования тепловых характеристик реальная конструкция (рис. 2а) упрощена до вида, представленного на рис. 2б. Модель состоит из неподвижной и подвижной плит, входных и выходных патрубков и рабочих пластин. В каждой пластине по углам имеются четыре отверстия для прохода рабочих сред.

Для того чтобы каждая пластина омывалась двумя рабочими средами, с одной стороны – греющей, а с другой – нагреваемой. В CFD-модели все каналы, в которых течет, как греющая среда, так и нагреваемая, объединялись в два отдельных проточных объема, соответственно с греющей и нагреваемой средами. Передача теплоты осуществляется от одной среды к другой через разделяющую их стенку пластины (рис. 3).

Расчетные сетки внутри межпластинчатого канала представлены на рис. 4.

Как видно из рис. 3 по всему периметру объема, который моделирует текущую среду, расположена область так называемого *Boundary Layer*, которая содержит 20 ячеек в форме параллелепипеда. Высота первой ячейки у стенки составляет 10–6 м, что не противоречит рекомендациям [9]. Остальное пространство объема, вне области заим�ваемой *Boundary Layer*, заполняется неструктурированной расчетной сеткой, конечный элемент которой имеет форму тетраэдра.

Геометрические параметры пластины, выби- рались из табл. 1.

Таблица 1 – Геометрические параметры пластины из алюминия

Обозначение	Численное значение
Габариты ($L \times B \times \Delta$), мм	311×112×0,4
Площадь теплообмена, м ²	0,07
Вес, кг	0,1
Высота канала, м	0,0035
Диаметр отверстия для прохода среды, мм	25

Поставленная задача решалась в стационарной постановке с соблюдением требования достижения независимости решения от плотности расчетной сетки. В качестве граничных условий на входе в теплообменный аппарат устанавливались расходы и температуры сред участвующих в теплообмене. На выходе из теплообменного аппарата задавались условия постоянства расхода сред, при

этом перепад температур через теплообменный аппарат получено средствами *ANSYS-Fluent*.

В качестве греющей среды выбрано масло гидравлическое марки А/МГ-32-В/Агринол ISO VG 32 [10], а в качестве нагреваемой – дистиллированная вода. Теплофизические свойства воды и масла записывались в виде полиномиальных зависимостей от температуры. Температура масла и воды на входе, соответственно 80 °С и 15 °С. Расход масла, выбранный согласно рекомендаций [5] составлял 2,94 кг/с, при этом расход воды составлял 0,85 кг/с.

Результаты исследования теплообмена и течения в межпластинчатом канале теплообменника

На рис. 5а изображено температурное поле пластинчатого теплообменника расположенного в изометрии. На рис. 5б,в показаны направления движения потоков сред и величины их скоростей в сечениях по центру верхних и нижних подводящих патрубков.

Рис. 5 свидетельствует, что наиболее нагретой частью теплообменного аппарата является входной патрубок подвода греющей среды. Остальные патрубки принимают температуру текущей в них среды. Это следует из того, что в граничных условиях модели использованы условия тепловой изоляции внешней поверхности патрубков, при этом температура потока среды и стенок патрубков однородны.

Наиболее теплонапряженной частью теплообменного аппарата является передняя неподвижная плита.

На задней подвижной плите температурное поле практически равномерно из-за того, что она контактирует только с объемом, который заполнен греющей средой, а наружная ее поверхность теплоизолирована. Температура ее поверхности изменяется от 20 до 80 °С. Изменение температуры в алюминиевых пластинах (рис. 6а) находится в диапазоне от 49 до 30 °С. При этом на пластинах, в месте отверстий для перетекания сред, находятся области повышенной (около 45...69 °С) и пониженной (25...27 °С) температуры. Эти области возникают из-за отсутствия теплообмена между греющей и нагреваемой средами, что обусловлено конструктивными особенностями прокладки между пластинами и формой объемов течения сред (рис. 6б, в), построенных согласно геометрии прокладки.

Разработанная CFD-модель позволила рассчитать гидравлическое сопротивление пластинчатого теплообменника, как по греющей, так и по нагреваемой среде. Распределение абсолютных давлений в межпластинчатых каналах представлено на рис. 7а, б.

Согласно методике [5] потери давления в пластинчатом теплообменнике следует рассчитывать при помощи зависимости:

$$\Delta P = x \xi \frac{L_n}{d_3} \left(\frac{\rho w^2}{2} + \frac{\rho w_{шт}^2}{2} \right), \quad (1)$$

где x – число пакетов для данного теплоносителя, включенных последовательно, шт., d_3 – эквивалентный диаметр каналов; L_n – приведенная длина каналов, для данной конструкции равна ширине пластины (табл. 1); w и $w_{шт}$ – соответственно скорость теплоносителя в каналах и в штуцерах на входе и выходе (при скорости в штуцерах менее 2,5 м/с их гидравлическое сопротивление можно не учитывать); ξ – коэффициент, гидравлического сопротивления.

Для турбулентного режима течения коэффициент, гидравлического сопротивления можно рассчитать по зависимости [5]:

$$\xi = \frac{15}{Re^{0,25}}. \quad (2)$$

Расчет по формуле (1) позволил определить перепад давления через теплообменный аппарат, который составил 13,79 кПа, тогда, как при вычислении по CFD-модели (рис. 7) получено значение 13,63 кПа, что показывает их хорошее согласование.

Выводы

Основные выводы по проведенной работе следующие:

1. Полученные результаты позволяют успешно проводить инженерный анализ процессов теплообмена и гидродинамики в пластинчатом теплообменнике, оценивать влияние геометрических и режимных характеристик на эффективную работу теплообменника и определять теплогидравлические характеристики теплообменника.

2. Полученные результаты являются базовыми для расчета пластинчатых теплообменников с более сложными профилями межпластинчатых каналов со ступенчатыми и шевронными гофрами на пластинах.

3. Полученные результаты обеспечивают быстрое выполнение инженерных расчетов и позволяют своевременно вносить в документацию изменения, исключая необходимость их внесения на поздних этапах проектирования теплообменников.

4. Использование в инженерной практике современных систем автоматизации (*CAE, Computer Aided Engineering*) совместно с системами автоматического проектирования (*CAD, Computer Aided Design*) существенно ускоряет весь цикл разработки и изготовления новых конструкций пластинчатых теплообменников.

Список літератури

1. Барановский В. Н., Коваленко Л. М., Ястребенский А. Р. *Пластинчатые теплообменники*. Москва: Машиностроение, 1973. 678 с.
2. Петухова Б. С., Шикова В. К. *Справочник по теплообменникам*: в 2 т. Т. 1. пер. с англ. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
3. Мартыненко О. Г., Михалевица А. А., Шикова В. К. *Справочник по теплообменникам*: в 2 т. Т. 2. пер. с англ. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 352 с.
4. Ведерникова М. И., Терентьев В. Б., Таланкин В. С., Юрьев Ю. Л. *Стандартное оборудование для переработки растительного сырья. Ч. IV. Теплообменные аппараты: справочные материалы* : учебное издание. Екатеринбург: УГЛТУ, 2007. 100 с.
5. Ведерникова М. И., Таланкин В. С. *Расчет пластинчатых теплообменников*. Екатеринбург: УГЛТУ, 2008. 29 с.
6. Хавин Г. Л. Расчет пластинчатого теплообменника с каналами разных типов в одном аппарате. *Проблемы машиностроения*. 2011. Т. 14, № 4. С. 40–45. ISSN 0131–2928.
7. Кошельник А. В., Морозов А. Е. Методика расчета пластинчатых теплообменников для утилизации тепла отходящих газов высокотемпературных теплотехнических систем. *Проблемы машиностроения*. 2011. Т. 14, № 2. С. 62–66.
8. Черемискина Н. А., Лавров В. В., Спиринов Н. А. Разработка компьютерной модели в пакете ANSYS для исследования работы пластинчатого теплообменника и проведения лабораторных работ. *Труды X Всероссийской научно-практической конференции (17–19 декабря 2015 г.) Сиб. гос. индустр. ун-т.* – Новокузнецк, 2015. С. 120–124.
9. Патанкар С. *Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости* : пер. с англ. / Под ред. С. Патанкар, В. Д. Виленского. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.
10. <http://arlanda.com.ua/ua/product/maslo-gidravlichesкое-marki-a-marki-r/>.

References (transliterated)

1. Baranovskyy, V. N., Kovalenko, L. M., Yastrebenskiy, A. R. (1973), *Plate heat exchangers*, Mashinostroyeniye, Moscow, 678 p.
2. Petukhova, B. S., Shikova, V. K. (1987), *Reference book on heat exchangers*, Vol. 1. Translated from English, Energoatomizdat, Moscow, 560 p.
3. Martynenko, O. G., Mikhalevicha, A. A., Shikova, V. K. (1987), *Reference book on heat exchangers*, Vol. 2. Translated from English, Energoatomizdat, Moscow, 352 p.
4. Vedernikova, M. I., Terent'yev, V. B., Talankin, V. S., Yur'yev, Yu. L. (2007), *Standard equipment for processing raw materials. Part IV. Heat exchangers: reference materials: educational edition*, UGLTU, Yekaterinburg, 100 p.
5. Vedernikova, M. I., Talankin, V. S. (2008), *Calculation of plate heat exchangers*, UGLTU, Yekaterinburg, 29 p.
6. Khavin, G. L. (2011), "Calculation of a plate heat exchanger with channels of different types in one apparatus", *Problems of mechanical engineering*, Vol. 14, Issue 4, pp. 40–45, ISSN 0131–2928.
7. Koshel'nik, A. V., Morozov, A. Ye. (2011), "Method for calculating plate heat exchangers for heat recovery of exhaust gases of high-temperature heat engineering systems", *Problems of mechanical engineering*, Vol. 14, Issue 2, pp. 62–66.
8. Cheremiskina, N. A., Lavrov, V. V., Spirin, N. A. (2015), "Development of a computer model in the ANSYS package for studying the operation of a plate heat exchanger and conducting laboratory works", *Trudy X Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii (17–19 dekabrya 2015 g.) Sib. gos. industr. un-t, Novokuznetsk*, pp. 12–124.
9. Patankar, S., Vilenskogo, V. D. (1984), *Numerical methods for solving problems of heat transfer and fluid dynamics*, Trans. with eng., Energoatomizdat, 152 p.
10. <http://arlanda.com.ua/ua/product/maslo-gidravlichesкое-marki-a-marki-r/>.

Посмунила (received) 24.01.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Рогачов Валерій Андрійович (Рогачев Валерий Андреевич, Rogachov Valeriy) кандидат технічних наук, доцент, кафедра атомних електричних станцій і інженерної епифізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, Україна; e-mail: valeriy_rogachov@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5489-874X>.

Баранюк Олександр Володимирович (Баранюк Александр Владимирович, Baranyuk Alexandr) – кандидат технічних наук, старший викладач, кафедра атомних електричних станцій і інженерної епифізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, Україна; e-mail: aleksandrW@i.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6008-6465>.

Рачинський Артур Юрійович (Рачинский Артур Юрьевич, Rachynskiy Artur) – кандидат технічних наук, асистент кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, Україна; e-mail: arturrachinskiy@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6622-1517>.

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

ПОВТОРНОЕ ПРОДЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛИТОГО ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭНЕРГОБЛОКОВ КУРАХОВСКОЙ ТЭС

Энергоблоки ДТЭК «Кураховская ТЭС» мощностью 200 МВт с паровыми турбинами К-200-130 после достижения ими паркового ресурса на сегодняшний день требуют принятия решения о дальнейшей эксплуатации. Проведена оценка остаточного ресурса на базе 3D-пространственных аналогов для корпусов ЦВД и ЦСД паровой турбины К-200-130 мощностью 200 МВт блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» с экспериментально полученными коэффициентами запаса прочности металла с учетом реальных условий эксплуатации согласно станционных данных поврежденности. Рассмотрены рекомендации по повторному продлению срока эксплуатации высокотемпературного энергетического оборудования.

Ключевые слова: корпус СД, корпус ВД, пуск из холодного состояния, из неостывшего состояния, из горячего состояния, остаточный ресурс, малоцикловая усталость, длительная прочность.

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

ПОВТОРНЕ ПРОДОВЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛИТОГО ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОБЛАДНАННЯ ЕНЕРГОБЛОКІВ КУРАХІВСЬКОЇ ТЕС

Енергоблоки ДТЕК «Курахівська ТЕС» потужністю 200 МВт з паровими турбінами К-200-130 після досягнення ними паркового ресурсу на сьогоднішній день потребують прийняття рішення щодо подальшої експлуатації. Проведено оцінку залишкового ресурсу на базі 3D-просторових аналогів для корпусів ЦВД і ЦСТ парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт блоків № 4, 5 ДТЕК «Курахівська ТЕС» з експериментально отриманими коефіцієнтами запасу міцності металу з врахуванням реальних умов експлуатації відповідно до станційних даних пошкодженості. Розглянуто рекомендації щодо повторного продовження строку експлуатації високотемпературного енергетичного обладнання.

Ключові слова: корпус СТ, корпус ВТ, пуск з холодного стану, з горячого стану, з неостиглого стану, залишковий ресурс, малоциклова втома, довготривала міцність.

O. CHERNOUSENKO, D. RINDYUK, V. PESHKO

REFRESHING EXTENSION OF THE SERVICE LIFE OF CAST HIGH TEMPERATURE EQUIPMENT FOR THE POWER-GENERATING UNITS AT KURAKHOVSKA HEAT POWER PLANT

The power-generating units at Kurakhovska Heat Power Plant have already worked off their fleet life. Since cast high-temperature casings are one of the most expensive elements of the steam turbine an issue of the possibility of refreshing extension of their service life remains to be a problem of strategic importance. This scientific paper gives the computation data of thermal and elastically deformed states of the casings of high-pressure cylinders (HPC) and average-pressure cylinders (APC) for the turbine K-200-130-3 during the main operation modes. To do the computations we used the state-of-the-art methods of mathematical simulation. The availability of service-induced damages in the design structure and the results of repair and restoration changes were taken into account. An estimation of the low-cycle fatigue and durable strength done in compliance with current normative documents is indicative of the exhaust of life indices of the basic metal of casing elements. However, previous investigations of the physical and mechanical structure of metal with the exhausted fleet life allow us to use lower coefficients of the margin of safety. The service life of the casings of HPC and APC of the power-generating unit No4 at Kurakhovska Heat Power Plant can be extended by 50 thousand hours and that of the power-generating unit No 5 by 45 thousand hours after the expert commission adopts the coefficients of the margin of safety at the level of 3 for the number of cycles and at the level of 1.25 for the strain.

Key words: Average pressure casing, high-pressure casing, cold start-up, warm start-up, hot start-up, residual life, low-cycle fatigue and long-term strength.

Введение

Согласно нормативным документам Министерства энергетики и угольной промышленности Украины парковый ресурс паровых турбин К-200-130 ЛМЗ равен 220 тыс. ч. при числе пусков 800 [1]. В 2006–2007 гг. НТУУ КПИ им. Игоря Сикорского были выполнены работы по оценке остаточного ресурса высокотемпературного литого энергетического оборудования паровой турбины К-200-130 мощностью 200 МВт блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» и продлена его эксплуатация на 50 тыс. ч.

На сегодняшний день сроки продления эксплуатации энергоблоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» истекли согласно нормативным доку-

ментам [1–2]. Возникла необходимость провести оценку остаточного ресурса паровой турбины К-200-130 мощностью 200 МВт блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» для повторного продления эксплуатации высокотемпературного литого энергетического оборудования.

Цель работы

Выполнение оценки напряженно-деформированного состояния литых корпусных элементов турбины К-200-130 с учетом результатов ремонтно-восстановительных работ. Оценка длительной прочности и малоциклового поврежденности основного металла для установления возможности повторного продления эксплуатации корпусных

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

элементов турбин № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС».

Анализ результатов контроля металла корпусов ВД и СД турбин № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС»

Неразрушающий контроль был выполнен Службой металлов и сварки предприятия «Донбассэнергоналадка», а также Лабораторией металлов и сварки ДТЭК «Кураховская ТЭС» в 2008 и 2016 годах.

При визуальном контроле и магнитопорошковой дефектоскопии (МПД) ЦВД блока № 4 ДТЭК «Кураховская ТЭС» в 2008 г. (нижняя половина – Заключение № 258-08 от 22.07.2008 г.) в канале паровпуска со стороны блока № 3 обнаружена зона растрескивания 100х270 мм. Зона повреждения представляет собой сеть мелких, продольно ориентированных трещин длиной до 25 мм ниже наплавленного металла ранее выполненной выборки. В доступных местах произведена выборка зон растрескивания абразивным инструментом.

Вдоль второго посадочного паза под диафрагменную обойму обнаружены две трещины без выхода на разъем $L_4 = 240$ мм, $L_5 = 200$ мм. Глубина выборок до 12 мм, Трещины выбраны и заварены электродами ЦТ-28 по технологии ЛМЗ.

В ЦВД блока № 4 ДТЭК «Кураховская ТЭС» в 2008 г. (верхняя половина – Заключение № 258-08 от 22.07.2008 г.) с обеих сторон канала паровпуска обнаружены зоны растрескивания аналогичные зонам на нижней половине ЦВД размерами 150х200 мм. Вдоль второго посадочного паза под диафрагменную обойму обнаружены две трещины без выхода на разъем $L_1 = 220$ мм и $L_2 = 180$ мм. Трещины выбраны абразивным способом. Все выборки, выполненные на внутренней поверхности ЦВД, заварены электродами ЦТ-28 по технологии ЛМЗ. После ремонта дефектов не обнаружено. На радиусных переходах наружной поверхности дефектов не обнаружено.

В ЦСД блока № 4 ДТЭК «Кураховская ТЭС» в 2008 г. (нижняя половина – Заключение № 258-08 от 22.07.2008 г.) по обе стороны паровпуска в районе зон растрескивания, которые были выбраны в предыдущий капитальный ремонт, обнаружены две трещины: $L_1 = 40$ мм, $L_2 = 55$ мм. Обнаруженные трещины выбраны абразивами.

При визуальном контроле и магнитопорошковой диагностике блока № 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» в трещины на корпусах ЦВД и ЦСД обнаруживали при всех контролях. Некоторые трещины на корпусе ЦВД имели выход на фланцевый разъем. По результатам последнего неразрушающего контроля состояния металла корпуса ЦВД и ЦСД (Заключение № 439-16 от 22.09.2016 г.) обнаружены трещины длиной от 20–60 мм до 1400–1800 мм в корпусе ЦВД. Трещины выбраны абразивным инструментом и заварены.

По результатам Заключения экспертизы № 34063592-09-ИЭС-47-16, выполненной ООО «Интерэнергосервис», состояние металла элементов ЦВД и ЦСД удовлетворительное с учетом проведенного ремонта.

По результатам проведенного технического аудита состояния металла высокотемпературных элементов ЦВД и ЦСД все обнаруженные дефекты в процессе поверочного расчета при моделировании геометрии корпусов ЦВД, ЦСД вносились в проектную конструкцию завода изготовителя.

Тепловое, напряженно-деформированное состояние, малоцикловая усталость, статическая поврежденность и остаточный ресурс литых корпусных элементов турбины

Моделирование теплового и напряженно-деформированного состояний литых высокотемпературных элементов паровой турбины К-200-130 блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» на стационарных и пусковых режимах работы осуществлялось в трехмерной постановке согласно нормативным документам [3–4]. Для анализа напряженно-деформированного состояния рассмотрены три режима: пуск из холодного состояния по типу ХС ($t_{0мет} = 100$ °С), из неостывшего состояния НС-1 ($t_{0мет} = 240$ °С) и из неостывшего состояния НС-2 ($t_{0мет} = 410$ °С).

При геометрическом моделировании высокотемпературных литых элементов паровой турбины К-200-130 учитывалось, что конструктивно корпуса представляют сложные технические объекты с развитой системой патрубков подвода и отвода пара. Существенное влияние на тепловое и напряженно-деформированное состояние корпусов оказывают массивные фланцы горизонтального разъема, прогрев которых осложнен. Для улучшения пусковых режимов применяется обогрев фланцев путем подачи пара в обнизки фланцев. Все конструктивные особенности корпусов ЦВД и ЦСД вызывают необходимость моделирования этих объектов в трехмерной постановке.

Расчетная оценка теплового и напряженно-деформированного состояния корпусов ЦВД, ЦСД турбины К-200-130-3 ст. № 4 проводилась с учетом повреждаемости корпусов путем организации выборок металла в местах образования трещин.

При пусках из неостывшего состояния НС-2 для ЦВД блока № 4 максимальная величина интенсивности условных упругих напряжений от совместного действия разности температуры и действия давления пара в ЦВД отмечена в торообразной части корпуса в зоне растрескивания, где осуществляется переход от стенки корпуса к патрубкам подвода пара. Величина их составляет $\sigma_{i\max} = 416,2$ МПа, при этом значения температур металла в этих точках не превышают 401 °С.

При пусках из холодного состояния ХС (рис. 1) высокие значения градиента температур возни-

кают в ЦВД по всем контрольным узлам в начальные этапы пуска (выдержка при 1200 об/мин – 2100 с). Максимальная величина интенсивности условных упругих напряжений от совместного действия разности температуры и действия давления пара в ЦВД отмечена в торообразной части корпуса в зоне растрескивания, где осуществляется переход от стенки корпуса к патрубкам подвода пара. Величина их составляет $\sigma_{i\max} = 473,2$ МПа, при этом значения температур металла в этих точках не превышают 294 °С (рис. 1).

При пусках из неостывшего состояния НС-2 для ЦСД блока № 4 максимальный градиент температур имеет место при нагружении от 30 до 210 МВт (2800 с). При пусках из холодного состояния ХС максимальный градиент температур имеет место при выдержке на холостом ходу при 3000 об/мин (2700 с) и при нагружении до 30 МВт в момент времени 12600 с (рис. 2а). Максимальное значение интенсивности условных упругих напряжений $\sigma_{i\max} = 372,9$ МПа корпуса ЦСД находится на внутренней поверхности корпуса в зоне паровпускной части при пусках из НС-2 при нагружении от 30 МВт до 210 МВт (2800 с) и $\sigma_{i\max} = 493,3$ МПа при пусках из ХС при нагружении до 30 МВт в момент времени 12600 с (рис. 2б).

Амплитуда деформации согласно [5] определялась по значениям интенсивности деформаций в течение цикла нагружения (исходное состояние – нагружение – номинальный режим – разгрузка – исходное состояние). Число циклов нагружения до появления трещин определялось по экспериментальным кривым малоциклового усталости, полученным в результате испытаний образцов на растяжение – сжатие при жестком симметричном цикле и постоянной температуре.

Суммарная поврежденность Π' , накопленная в металле роторов, работающих в условиях совместного действия ползучести при различных

установившихся режимах и циклических нагрузок при различных переменных режимах, и остаточная наработка до появления трещины (в годах) определялась согласно [6].

При расчетах на малоцикловую усталость в ЦСД блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС по результатам расчетов напряженно-деформированного состояния исследовались контрольные точки (рис. 3). В исследуемых узлах рассчитывались интенсивности условных упругих напряжений, главные напряжения в течение всего времени пуска для всех типов пусков. Строились графики размахов интенсивности условных упругих напряжений, по оси ординат откладывались интенсивности напряжений, а по оси абсцисс – время пуска из различных тепловых состояний. Для ЦСД блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС размахи интенсивности условных упругих напряжений для пусковых режимов типа ХС максимальны в момент пуска 3600 с и 13500 с (рис. 3). Аналогичные данные рассчитаны и для других пусковых режимов.

В отношении корпуса ЦВД блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС стоит отметить, что размахи интенсивности условных упругих напряжений для пускового режима из НС-2 максимальны в момент пуска 3000 с (рис. 4).

В расчетах на малоцикловую усталость, в соответствии с рекомендациями [5], запас по числу циклов принимается на уровне $n_N = 5$ и по деформациям – $n_\epsilon = 1,5$, которые позволяют получить допустимое число циклов до образования трещины N_d . Во втором случае эти же коэффициенты приняты на уровне $n_N = 3$ и $n_\epsilon = 1,25$. Такие значения получены в результате экспериментальных исследований структуры и свойств металла с целью уточнения характеристик длительной прочности и запасов прочности [7].

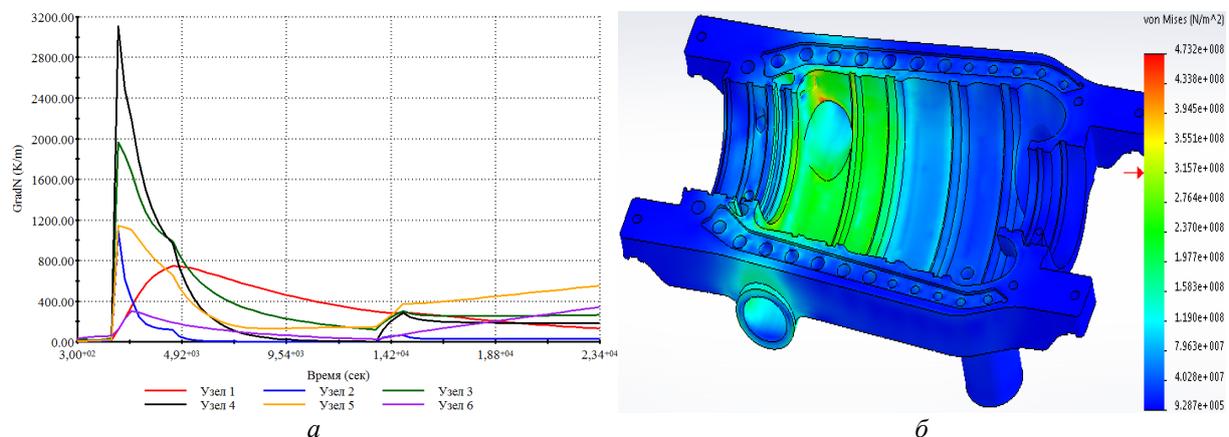


Рис. 1 – Результаты оценки НДС корпуса ЦВД при пуске из холодного состояния: а – градиенты температур (1 – вторая камера передних концевых уплотнения; 2 – расточка крепления первой обоймы передних концевых уплотнений, 3 – область над паровпускником; 4 – область под паровпускником; 5 – расточка под вторую обойму диафрагм сопловых лопаток; 6 – первая камера задних концевых уплотнений); б – НДС в момент времени 2100 с (выдержка при 1200 об/мин)

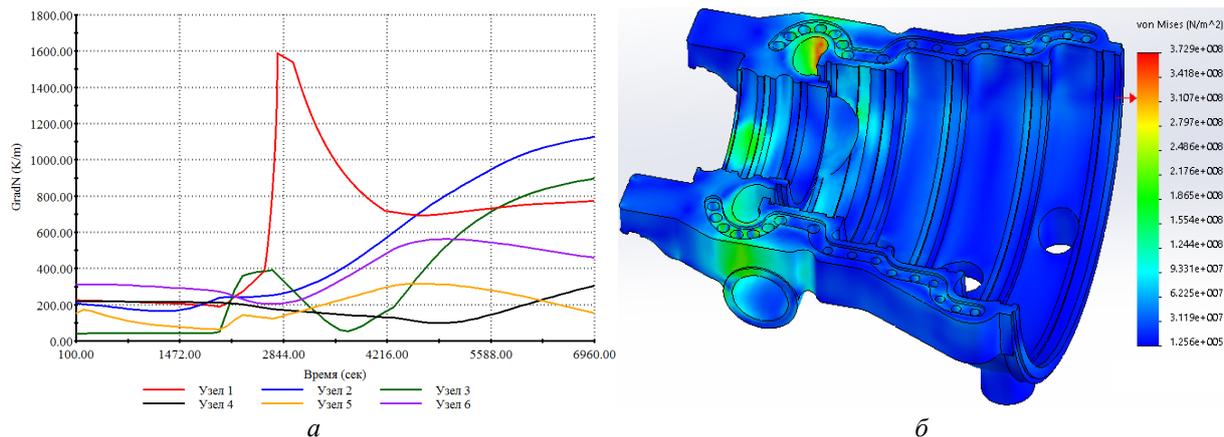


Рис. 2 – Результаты оценки НДС корпуса ЦСД при пуске из неостывшего состояния НС-2:
 а – градиенты температур (1 – область паровпуска; 2 – область между второй и третьей группой шпилек; 3 – крепление второй обоймы диафрагм ступеней давления; 4 – область прилегания патрубка пятого отбора; 5 – вторая камера передних концевых уплотнений; 6 – первая камера передних концевых уплотнений); б – НДС в момент времени 2800 с (нагружение до 210 МВт)

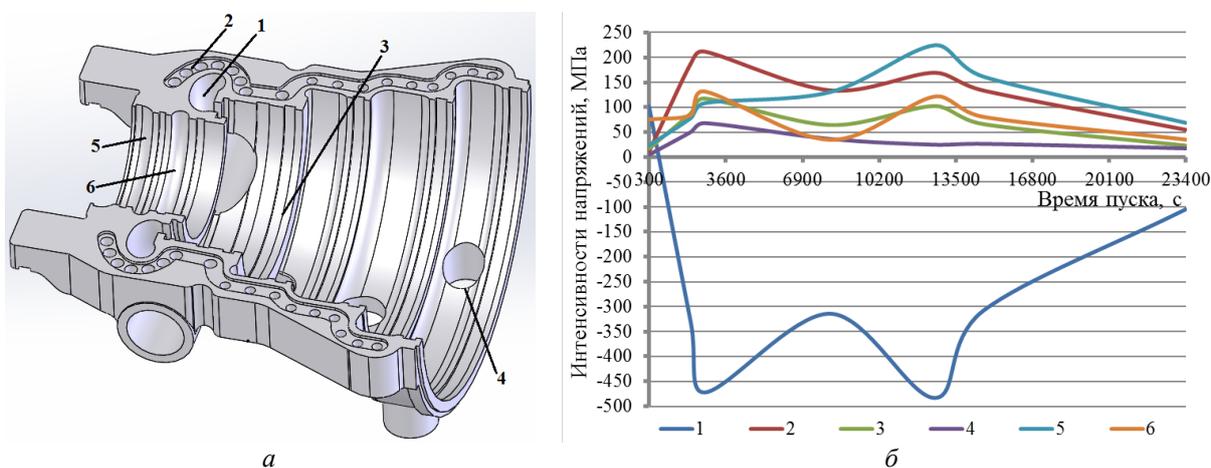


Рис. 3 – ЦСД турбины К-200-130-3 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС при пуске из ХС:
 а – контрольные области; б – размахи интенсивности условных упругих напряжений

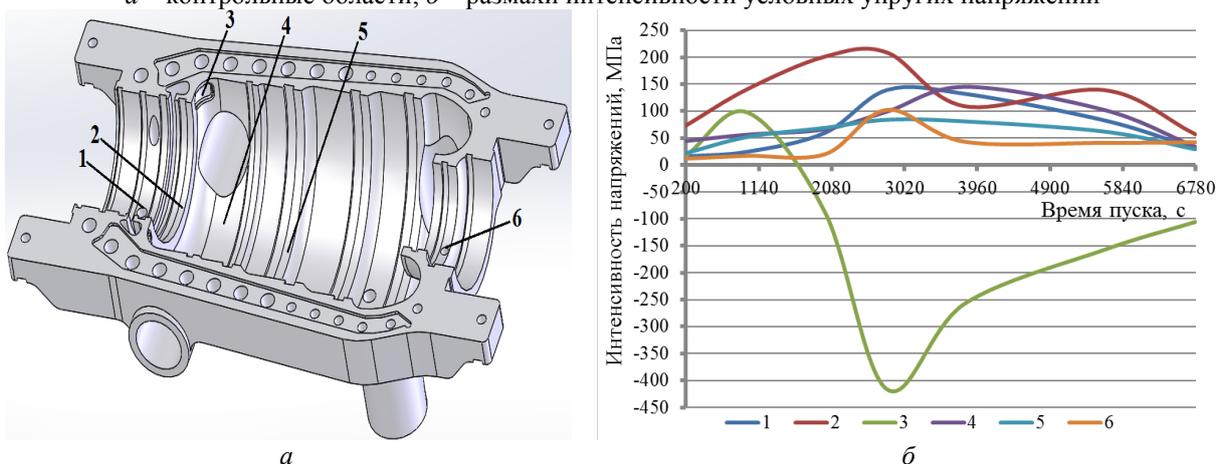


Рис. 4 – ЦВД турбины К-200-130-3 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС при пуске из ГС:
 а – контрольные области; б – размахи интенсивности условных упругих напряжений

На основании действующих силовых нагрузок от внутреннего давления и теплового состояния металла корпусов по максимальным и минимальным значениям интенсивностей условно-

упругих напряжений для рассмотренных режимов турбоустановки выполнен поверочный расчет корпусов на малоцикловую усталость, статическую поврежденность и остаточный ресурс.

Результаты расчетной оценки малоциклового усталостной прочности металла с учетом повреждаемости корпусов ЦВД и ЦСД путем организации выборок металла в местах образования трещин представлены в табл. 1–2.

НТУУ «КПИ» совместно с ИПП НАНУ по заказу «Востокэнерго» в 2008 г. были проведены экспериментальные исследования по влиянию старения на изменение физико-механических свойств конструкционных легированных сталей при эксплуатационных температурах с целью уточнения запасов прочности металла ЦВД и ЦСД [8]. Анализ реального состояния стали 15Х1М1ФЛ показал, что деградация ее свойств по числу циклов (до

35 %) не превышает допустимой [40 %] во всем исследованном диапазоне амплитуд деформаций (от 0,157 до 1,802 %). По деформациям допустимый предел снижения циклической прочности [17 %] имеет место в диапазоне амплитуд деформации от 0,0 до 0,352 %. Следовательно, в указанном диапазоне амплитуд напряжений коэффициенты запаса прочности могут быть установлены на уровне $n_N = 3$ и $n_e = 1,25$.

Тогда уточненное с учетом нормативных коэффициентов запаса допускаемое минимальное число циклов до разрушения составляет 3700 пусков для корпуса ЦВД (табл. 1) и 2900 пусков для корпуса ЦСД (табл. 2).

Таблица 1 – Расчетная оценка малоциклового усталости металла ЦВД турбины К-200-130-3 блока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС

Тип пуска турбины	Температура металла в исследованной области t_{\max} , °С	Максимальная интенсивность напряжений, σ_i , МПа	Приведенная деформация, $\varepsilon_{a\text{ пр}}$, %	Допустимое число пусков, N_d	
				$n_N = 5$, $n_e = 1,5$	$n_N = 3$, $n_e = 1,25$
НС-2	509	416	0,12325	4600	7670
НС-1	509	412	0,12848	4000	6670
ХС	509	473	0,1323	3700	6170

Таблица 2 – Расчетная оценка малоциклового усталости металла ЦСД турбины К-200-130-3 блока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС

Тип пуска турбины	Температура металла в исследованной области t_{\max} , °С	Максимальная интенсивность напряжений, σ_i , МПа	Приведенная деформация, $\varepsilon_{a\text{ пр}}$, %	Допустимое число пусков, N_d	
				$n_N = 5$, $n_e = 1,5$	$n_N = 3$, $n_e = 1,25$
НС-2	527	373	0,11498	5300	8830
НС-1	527	484	0,12427	3960	6600
ХС	527	493	0,1416	2900	4830

Для корпуса ЦСД с учетом общего количества пусков 2978 допускаемое минимальное расчетное число пусков составляет порядка 2900, а при измененных запасах прочности – порядка 4830 и остаточное минимальное расчетное количество пусков для ЦСД составляет порядка 1852.

По данным Кураховской ТЭС пусков по типу НС-2 было 1209, НС-1 – 727 пусков, ХС – 539 пусков (всего 2475). При этом необходимо учитывать, что если энергоблок в период с 2012 по 2017 гг. работал в маневренном режиме (увеличенное количество пусков из неостывшего состояния НС-2 и горячего состояния ГС), то ресурсные характеристики могут существенно ухудшиться согласно проведенной для «ДТЭК Энерго» работы [8].

С учетом данных по малоциклового усталости металла корпусов ЦВД и ЦСД паровой турбины К-200-130-3 (табл. 1–2) расчетная оценка повреждаемости, остаточной допускаемой наработки в годах и остаточного ресурса корпусов ЦВД и ЦСД для энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС представлена в табл. 3.

При определении остаточного ресурса корпусов оценка кратковременной статической прочно-

сти может выполняться по максимальному значению номинального эквивалентного напряжения σ , по рекомендациям [5]. Коэффициент запаса по пределу текучести материала цельнокованых роторов σ_{02}^B при расчетной температуре t на стационарном режиме должен удовлетворять условию $n'_T, n''_T \geq 1,5$.

Согласно расчетам (табл. 3) следует отметить, что большое текущее число циклов и чувствительность основного металла к переменным режимам устанавливаются с учетом нормативных коэффициентов запаса прочности ($n_N = 5$, $n_e = 1,5$) циклическую поврежденность на уровне $\Pi_{ц} = 59,03$ % для корпуса ЦВД и циклическую поврежденность на уровне $\Pi_{ц} = 58,72$ % для корпуса ЦСД. С учетом статической поврежденности обеспечивается суммарная поврежденность металла корпуса ЦВД $\Pi_{\Sigma} = 129,78$ % и суммарная поврежденность металла корпуса ЦСД $\Pi_{\Sigma} = 129,47$ %. Максимально допустимая суммарная поврежденность металла должна быть меньше 100 %, что не позволяет последующую эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД с коэффициентами запаса $n_N = 5$ и $n_e = 1,5$, а также

допускаемом времени работы металла на уровне 370 тыс. ч. согласно рекомендациям [5].

При коэффициентах запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне $n_N = 3$ и $n_\varepsilon = 1,25$, а также допускаемом времени работы металла 590 тыс. ч суммарная поврежденность металла корпуса ЦВД турбоагрегата К-200-130-3 энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет $\Pi_\Sigma = 79,62\%$, а корпуса ЦСД – $\Pi_\Sigma = 79,22\%$ (табл. 3). Остаточное расчетное количество пусков для ЦСД составляет порядка 2355, а для корпуса ЦВД – 3695 пуска с учетом измененных коэффициентов запасов прочности согласно рекомендациям [5].

Оценка кратковременной статической прочности корпусов ЦВД и ЦСД выполняется согласно рекомендациям [5]. Запасы кратковременной ста-

тической прочности корпусов ЦВД и ЦСД нигде не выходят за пределы допустимых ($n'_T \geq 1,5$), что позволяет дальнейшую эксплуатацию. Если экспертная комиссия (представители электрической станции и специализированных организаций) может допустить снижение коэффициентов запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне $3 \setminus 1,25$, а также принять допускаемое время работы металла на уровне 590 тыс. ч., то остаточный ресурс металла корпуса ЦВД турбоагрегата К-200-130 энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет 67018 ч, а корпуса ЦСД – 68645 ч. Это позволит продлить эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД на 50 тыс. часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

Таблица 3 – Расчетная оценка повреждаемости, остаточной наработки в годах и остаточного ресурса корпусов ЦВД и ЦСД энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС

№	Наименование	Формула	Корпус ЦВД		Корпус ЦСД	
1.	Температура металла	$t, ^\circ\text{C}$	509		527	
2.	Интенсивность напряжений	$\sigma_{\text{imax}}, \text{МПа}$	105		104,4	
3.	Предел текучести	$\sigma_{02^B}, \text{МПа}$	210,0		210,0	
4.	Ном. экв. напряжение	$\sigma_3, \text{МПа}$	114		113	
5.	Запас прочности по σ_{imax}	$n'_T = \sigma_{02^B} / \sigma_{\text{imax}}$	2		2,011	
6.	Запас прочности по σ_3	$n''_T = \sigma_{02^B} / \sigma_3$	1,842		1,858	
7.	Общее число пусков по данным КуТЭС	$n_{\text{общ}}$	2475		2475	
8.	Общая наработка по данным КуТЭС	$\tau_{\text{общ}}, \text{ч}$	261773		261773	
9.	Коэффициенты запаса	$n_N \setminus n_\varepsilon$	5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25
10.	Допускаемое число циклов по различным типам пусков	$[N_{pl}] n_{\text{НС-2}} = 1209$	4600	7670	5300	8830
		$[N_{pl}] n_{\text{НС-1}} = 727$	4000	6670	3960	6600
		$[N_{pl}] n_{\text{ХС}} = 539$	3700	6170	2900	4830
11.	Цикл. поврежденность	$[\Pi_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{pl}], \%$	59,03	35,40	58,72	35,23
12.	Допус. время работы	$[t_{pl}], \text{ч}$	$3,7 \times 10^5$	$5,9 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$5,9 \times 10^5$
13.	Стат. поврежденность	$[\Pi_{\text{ст}}] = \sum \tau_{\text{общ}} / [t_{pl}], \%$	70,75	44,22	70,75	44,00
14.	Сумм. поврежденность	$[\Pi_\Sigma] = [\Pi_{\text{ст}}] + [\Pi_{\text{ц}}], \%$	129,78	79,62	129,47	79,22
15.	Остаточный ресурс	$T_{\text{ост}} = G \times \tau_{\text{год}}, \text{ч}$	<0	67018	<0	68645

Таблица 4 – Расчетная оценка повреждаемости, остаточной наработки в годах и остаточного ресурса корпусов ЦВД и ЦСД энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС

№	Наименование	Формула	Корпус ЦВД		Корпус ЦСД	
1.	Общее число пусков по данным КуТЭС	$n_{\text{общ}}$	2978		2978	
2.	Общая наработка по данным КуТЭС	$\tau_{\text{общ}}, \text{ч}$	243785		243785	
3.	Коэффициенты запаса	$n_N \setminus n_\varepsilon$	5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25
4.	Допускаемое число циклов по различным типам пусков	$[N_{pl}] n_{\text{НС-2}} = 1549$	4600	7670	5300	8830
		$[N_{pl}] n_{\text{НС-1}} = 774$	4000	6670	3960	6600
		$[N_{pl}] n_{\text{ХС}} = 656$	3700	6170	2900	4830
5.	Цикл. поврежденность	$[\Pi_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{pl}], \%$	70,73	42,42	70,07	42,04
6.	Допус. время работы	$[t_{pl}], \text{ч}$	$3,7 \times 10^5$	$5,9 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$5,9 \times 10^5$
7.	Стат. поврежденность	$[\Pi_{\text{ст}}] = \sum \tau_{\text{общ}} / [t_{pl}], \%$	65,89	41,18	65,89	40,97
8.	Сумм. поврежденность	$[\Pi_\Sigma] = [\Pi_{\text{ст}}] + [\Pi_{\text{ц}}], \%$	136,62	83,60	135,96	83,01
9.	Остаточный ресурс	$T_{\text{ост}} = G \times \tau_{\text{год}}, \text{час}$	<0	47837	<0	49884

Для энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС статистика пусков блоков из различных тепловых состояний (по часам) за период с 01.02.1993 по 01.02.2006 составляла 366 пусков после 6–10 часов простоя, 60 пусков после 15–20 часов простоя, 59 пусков после 30–35 часов простоя, 64 пуска после 50–60 часов простоя и 151 пуск из холодного состояния (всего 700 пусков).

В условиях отсутствия полной статистики по пускам из различных тепловых состояний паровой турбины К-200-130-3 блока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС по состоянию на август 2017 года приближенно можно считать, что для ЦВД и ЦСД пусков по типу НС-2 было 1549 (52 %), НС-1 было 774 (26 %) пусков и из ХС соответственно 655 пуска (22 %), всего 2978 пусков.

Расчетная оценка повреждаемости, остаточной допускаемой наработки в годах и индивидуального остаточного ресурса согласно рекомендациям [5, 6] для энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС представлена в табл. 4.

Согласно выполненным расчетам (табл. 4) следует отметить, что суммарная поврежденность превышает предельно допустимое значение в 100 % для обоих корпусов (ЦВД – $P_{\Sigma} = 136,62$ %; ЦСД – $P_{\Sigma} = 135,96$ %) при коэффициентах запаса $n_N = 5$ и $n_{\epsilon} = 1,5$, а также допускаемом времени работы металла 370 тыс. ч. При переходе к уточненным коэффициентам запаса и расчетному допустимому времени работы, суммарная поврежденность металла корпуса ЦВД составляет 83,6 %, а корпуса ЦСД – 83 %. Остаточное расчетное количество пусков для ЦСД составляет порядка 1852, а для корпуса ЦВД – 3192 пуска. Аналогично к блоку № 4, если экспертная комиссия может допустить снижение коэффициентов запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 3,1,25, а также принять допускаемое время работы металла на уровне 590 тыс.ч., то индивидуальный остаточный ресурс металла корпуса ЦВД турбоагрегата К-200-130 энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет 47837 ч, а корпуса ЦСД – 49884 ч. Это позволит продлить эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД на 45 тыс. часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

Выводы и рекомендации

1. Расчеты на малоцикловую усталость и статическую поврежденность корпусов ЦВД, ЦСД паровой турбины К-200-130-3 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС показали, что суммарная поврежденность металла корпуса ЦВД составляет 79,62 %, а корпуса ЦСД – 79,22 % при коэффициентах запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 3 и 1,25, а также допускаемом времени работы металла 590 тыс. ч. Остаточное расчетное количество пусков для ЦСД состав-

ляет порядка 2355, а для корпуса ЦВД – 3695 пуска с учетом измененных коэффициентах запасов прочности.

2. Если экспертная комиссия может допустить снижение коэффициентов запаса прочности, то индивидуальный остаточный ресурс металла корпуса ЦВД турбоагрегата К-200-130 энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет 67018 ч, а корпуса ЦСД – 68645 ч. Это позволит продлить эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД на 50 тыс. часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

3. С учетом аналогичного снижения коэффициентов запаса прочности и повышения допускаемого времени работы, текущая поврежденность основного металла корпусов ЦВД и ЦСД составляет 83,6 % и 83 % соответственно. В таком случае остаточный ресурс металла корпуса ЦВД турбоагрегата К-200-130 энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет 47837 ч, а корпуса ЦСД – 49884 ч. Это позволяеь продлить эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД на 45 тыс. часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

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

5. Рекомендуются при пусковых режимах по типу НС-2 нагужение вести по графику НС-1 с повышением предтопчковой температуры свежего пара и пара промперегрева до 450–500 °С. При пуске турбины по типу НС-2 в ЦСД подавать пар более высокой температуры на переднее уплотнение (порядка 400 °С). Оптимизировать количество пусков по типу ХС в сторону уменьшения. При переходе к эксплуатации турбины за пределами паркового срока службы желательно обратить внимание на состояние системы обогрева фланцев и шпилек с подводом греющего пара в обнизку. Необходимо исключить возможность заброса влажного пара на фланцы и, особенно, на шпильки в момент включения системы.

6. Для предотвращения попадания конденсата в нижнюю часть ЦВД и ЦСД и резкого захлаживания внутренней стенки при пусковых и остановочных режимах внедрить дополнительные мероприятия по повышению надежности работы дренажей.

7. С целью уточнения запасов прочности металла корпусов и роторов ЦВД и ЦСД по деформациям n_{ϵ} , числу циклов n_N , по пределам текучести n_T и запасов по номинальным напряжениям $n_{дп}$ провести исследования по влиянию старения на изменение физико-механических свойств конструкционных легированных сталей при эксплуатационных и повышенных температурах.

Список литературы

1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. Офіц. вид. Київ: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. 76 с. (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
2. СОУ-Н МПЕ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни : методичні вказівки / Міненерговугілля України / М. Г. Шульженко. Офіц. вид., 2011. 24 с.
3. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 9(1231). Бібліогр.: 8 назв. С. 34-40. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05.
4. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Оценка малоциклового усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 10 (1232). Бібліогр.: 5 назв. С. 29-37. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04.
5. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость. Москва, 1985. № АЗ-002/7382. 49 с.
6. 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.
7. 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.
8. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 10(1182). Бібліогр.: 7 назв. С. 6–17. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.
9. 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.
10. Shulzhenko, N. G. (2011), SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 *Vy'znachennya rozrakhunkovogo resursu ta ocinky zhy'vuchosti rotoriv ta korpusny'x detalej turbiny': Metody'chni vkazivky' / Minenergovugillya Ukrayiny' [Determination of the estimated resource and assessment of survivability of rotors and turbine case details: Guidelines]*, Ministry of Fuel and Energy of Ukraine, Kyiv, Ukraine.
11. Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), "Computation Investigation of the Thermal and Stress-Strain Behavior of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130; block No 1 Operated by the PJSC "Kharkiv CHPP-5", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 34–40, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05
12. Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), "Estimating the Low-Cycle Fatigue, Damageability and the Residual Life of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130 unit No 1 used by PJSC "Kharkiv CHPP-5", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 10(1232), pp. 30–37, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04
13. (1985), RTM 108.021.103. *Detali parovykh stacionarnykh turbin. Raschet na malociklovuyu ustalost' [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation]*, Moscow, Russian.
14. (1996), RD 34.17.440-96. *Metodicheskie ukazaniya o porjadke provedeniya rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovykh turbin i prodlenii sroka ih jekspluatacii sverh parkovogo resursa [Methodological guidelines to perform works within assessment of individual service life of steam turbines and its extension beyond the fleet service life]*, Moscow, Russian.
15. 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.
16. Chernousenko, O. and Peshko, V. (2016), "Influence of the Operation of the Power Units of Thermal Power Plants in the Maneuvering Mode on the Aging Rate of Power Equipment", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 10(1182), pp. 6–16, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.

References (transliterated)

Поступила (received) 03.02.2018

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 (Рындюк 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, асистент кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 176-54-71; e-mail: vapeshko@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0610-1403>.

Ю. А. ОЛЕЙНИК, А. В. ПРАСКО, Е. Г. ОСМАНОВА, С. П. НАУМЕНКО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ПРИВОДА ЦЕНТРОБЕЖНОГО И ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Получена формула коэффициента полезного действия (КПД) привода центробежного и поршневого компрессора, учитывающая адиабатную работу сжатия газа, потери на трение в подшипниках компрессора и потери давления газа в компрессоре. Показано, как учет потерь давления газа в компрессоре увеличивает КПД привода компрессора. На практических расчетах показано, что КПД привода, зависящее от потерь давления газа в компрессоре, может достигать значений порядка 0,01 в центробежном компрессоре и порядка 0,02 в поршневом компрессоре.

Ключевые слова: компрессор, привод компрессора, коэффициент полезного действия.

Ю. А. ОЛІЙНИК, А. В. ПРАСКО О. Г. ОСМАНОВА, С. П. НАУМЕНКО

ВИЗНАЧЕННЯ ККД ПРИВОДУ ВІДЦЕНТРОВОГО І ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРУ

Отримано формулу коефіцієнту корисної дії (ККД) приводу відцентрового та поршневого компресора, яка враховує адиабатну роботу стиснення газу, втрати на тертя в підшипниках компресора та втрати тиску газу в компресорі. Показано, як врахування втрат тиску газу в компресорі збільшує ККД приводу компресора. На практичних розрахунках показано, що ККД приводу, яке залежить від втрат тиску газу в компресорі, можуть досягати значень порядку 0,01 в відцентровому компресорі та порядку 0,02 в поршневому компресорі.

Ключові слова: компресор, привід компресору, коефіцієнту корисної дії.

YU. OLEYNIK, A. PRASKO, E. OSMANOVA, S. NAUMENKO

DETERMINING THE COEFFICIENT OF EFFICIENCY FOR THE DRIVES OF CENTRIFUGAL AND PISTON COMPRESSORS

A formula of the coefficient of efficiency for the drives of centrifugal and piston compressors was derived. It takes into consideration the adiabatic work of gas compression, friction losses in compressor bearings and gas pressure losses in the compressor. In the past, gas pressure losses in the compressor were not taken into account and these arise due to the friction of compressed gas flows, and due to the fact that the gas needs to overcome local resistances and the bends in compressor cavities. The computation formula of the coefficient of efficiency of the compressor was converted and it is used for a separate computation of the two coefficients of efficiency of the drive, in particular the coefficient of efficiency that takes into account the adiabatic work of gas compression and the friction losses in the bearings and the coefficient of efficiency that takes into account only gas pressure losses in the compressor. The plots for the coefficient of efficiency of the drive that takes into consideration only gas pressure losses in the compressor were constructed for centrifugal and piston compressors. Practical computations of the coefficient of efficiency of the drive that depends only on gas pressure losses in the compressor were done for centrifugal and piston compressors. For the centrifugal compressor this coefficient of efficiency can reach the value of 0.01 and for the piston compressor this value can be equal to 0.02. The values of the second order should be taken into account when calculating and estimating the coefficient of efficiency of the drive of centrifugal and piston compressors.

Key words: the compressor, the compressor drive and the coefficient of efficiency.

Введение

Для оценки технического состояния центробежного или поршневого компрессорного агрегата необходимо определять коэффициент полезного действия привода компрессора (компрессорной части). Для этого нужно найти мощность, развиваемую валом привода с учетом потерь мощности (энергии) в компрессоре.

Обычно учитываются только потери тепла перекачиваемого газа и потери на трение в подшипниках компрессора. Но имеются дополнительные потери, вызываемые потерями давления перекачиваемого компрессором газа, вызванные трением газа, преодолением местных сопротивлений и поворотов проточной части компрессора. В статье будет рассмотрено, как дополнительные потери давления влияют на КПД привода центробежного и поршневого компрессора.

Цель работы

Определить формулу и практические значения КПД привода центробежного и поршневого компрессора с учетом потерь давления сжимаемого компрессором газа.

Определение формулы для КПД привода компрессора

Для мощности, которую вал привода компрессора передает непосредственно компрессору (ротору центробежного компрессора, коленчатому валу поршневого компрессора), запишем выражение [1]:

$$N_{\text{вал}} = N_{\text{ад}} + N_{\text{тр}} + N_{\Delta p}, \quad (1)$$

где $N_{\text{вал}}$ – мощность на валу привода компрессора, Вт;

$N_{\text{ад}}$ – мощность, затрачиваемая на адиабатное сжатие газа в компрессоре, Вт;

$N_{\text{тр}}$ – мощность, теряемая в компрессоре на

трение в подшипниках, Вт;

$N_{\Delta p}$ – мощность, теряемая в компрессоре из-за потерь давления газа при преодолении газом трения, местных сопротивлений, поворотов, Вт.

Обычно $N_{\Delta p}$ не учитывают, но эта мощность может быть больше $N_{тр}$.

Для $N_{ад}$ запишем формулу [1, 2]:

$$N_{ад} = \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}}, \quad (2)$$

где $N_{пол}$ – мощность политропного сжатия газа, Вт;

$\eta_{пол}$ – политропный КПД компрессора.

В конструкциях привод-компрессор $N_{тр}$ оценивается с помощью величины $\eta_{мех}$ – механического КПД на валу привода, которая показывает сколько процентов $N_{вал}$ передается компрессору без учета $N_{тр}$ [1, 2]:

$$N_{вал} - N_{тр} = \eta_{мех} N_{вал},$$

откуда для $N_{тр}$ получим:

$$N_{тр} = (1 - \eta_{мех}) N_{вал}. \quad (3)$$

Для $N_{\Delta p}$ запишем формулу [1]:

$$N_{\Delta p} = \Delta p Q, \quad (4)$$

где Δp – давление газа, теряемое в компрессоре (трение газа, преодоление газом местных сопротивлений, потери при поворотах потока газа), Па;

Q – объемный расход газа, который перекачивает компрессор, м³/с.

Подставим формулы (2)–(4) в уравнение (1) и получим:

$$N_{вал} = \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} + (1 - \eta_{мех}) N_{вал} + \Delta p Q;$$

$$N_{вал} = \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} + N_{вал} - \eta_{мех} N_{вал} + \Delta p Q;$$

$$N_{вал} = \frac{1}{\eta_{мех}} \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} + \frac{1}{\eta_{мех}} \Delta p Q. \quad (5)$$

Для $N_{вал}$ запишем выражение с учетом КПД привода [1]:

$$N_{вал} = \eta_{пр} N_{пр}, \quad (6)$$

где $\eta_{пр}$ – КПД привода;

$N_{пр}$ – мощность, затрачиваемая в приводе для получения $N_{вал}$, Вт.

Величина $N_{пр}$ показывает мощность, которую получают в камере сгорания газотурбинного привода или в силовых цилиндрах поршневого привода.

Подставим формулу (6) в уравнение (5) и получим:

$$\eta_{пр} N_{пр} = \frac{1}{\eta_{мех}} \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} + \frac{1}{\eta_{мех}} \Delta p Q;$$

$$\eta_{пр} = \frac{1}{\eta_{мех} N_{пр}} \left(\frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} + \Delta p Q \right). \quad (7)$$

Запишем выражение (7) в следующем виде:

$$\eta_{пр} = \eta_{пр1} + \eta_{пр2}; \quad (8)$$

$$\eta_{пр1} = \frac{1}{\eta_{мех} N_{пр}} \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} = \frac{1}{\eta_{мех} \eta_{пол}} \frac{N_{пол}}{N_{пр}}; \quad (9)$$

$$\eta_{пр2} = \frac{1}{\eta_{мех} N_{пр}} \Delta p Q = \frac{1}{\eta_{мех}} \frac{\Delta p Q}{N_{пр}}. \quad (10)$$

Величина $\eta_{пр1}$ характеризует работу привода по сжатию газа в компрессоре с учетом следующих потерь энергии: трение деталей компрессора, отдача тепла от газа в компрессоре во внешнюю среду. Величина $\eta_{пр2}$ характеризует работу привода по обеспечению движения газа в компрессоре. Можно сказать, что $\eta_{пр1}$ характеризует работу привода по сжатию газа в компрессоре, а $\eta_{пр2}$ характеризует работу привода по перемещению газа в компрессоре. При расчетах $\eta_{пр}$ обычно не определяют $\eta_{пр2}$ и рассчитывают только $\eta_{пр1}$ (принимая $\eta_{пр2} \approx 0$), т. к. работа по сжатию газа намного больше, чем по перемещению. Но при больших объемных расходах газа Q может возникнуть ситуация, когда $\eta_{пр2}$ будет достигать значений до тысячных и сотых единиц, что необходимо учитывать.

Оценка величины $\eta_{пр2}$

Запишем формулу (10) в виде функции:

$$\eta_{пр2}(\Delta p) = \frac{1}{\eta_{мех}} \frac{Q}{N_{пр}} \Delta p,$$

которую будем рассчитывать для различных значений $\eta_{мех}$, Q , $N_{пр}$.

Величины $\eta_{мех}$, Q , $N_{пр}$ будем задавать для конкретного типа компрессорного агрегата.

Обычно объемный расход перекачиваемого газа измеряют в нормальных метрах кубических [3]:

$$Q = \frac{\rho_n}{\rho_{ср}} Q_n, \quad (11)$$

где ρ_n – плотность газа при нормальных условиях (0 °С, 101325 Па), кг/м³;

Q_n – расход газа в компрессоре при его плотности ρ_n , м³/с;

$\rho_{ср}$ – средняя плотность газа в компрессоре, кг/м³.

Величину $\rho_{ср}$ определим с помощью уравнений состояния газа [2, 3]:

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{1}{2R} \left(\frac{p_1}{Z_1 T_1} + \frac{p_2}{Z_2 T_2} \right), \quad (12)$$

где ρ_1, ρ_2 – плотность газа на входе и выходе компрессора, кг/м³;

p_1, p_2 – абсолютное давление газа на входе и выходе компрессора, Па;

T_1, T_2 – температура газа на входе и выходе компрессора, К;

Z_1, Z_2 – коэффициенты сжатия газа на входе и выходе компрессора;

R – газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Для привода, использующего природный газ в качестве топлива, запишем [1–3]:

$$N_{\text{пр}} = H_{\text{т}} \rho_{\text{тн}} Q_{\text{тн}}, \quad (13)$$

где $H_{\text{т}}$ – низшая теплота сгорания топливного газа, Дж/кг;

$\rho_{\text{тн}}$ – плотность топливного газа при нормальных условиях (0 °С, 101325 Па), кг/м³;

$Q_{\text{тн}}$ – расход топливного газа при его плотности $\rho_{\text{тн}}$, м³/с.

Для определения $N_{\text{пол}}$ будем использовать величину $A_{\text{пол}}$ (Дж/кг) – удельную политропную работу по сжатию газа в компрессоре [1–3]:

$$N_{\text{пол}} = A_{\text{пол}} \rho_{\text{н}} Q_{\text{н}}; \quad (14)$$

$$A_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} R (Z_2 T_2 - Z_1 T_1); \quad (15)$$

$$n = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{p_2}{p_1} \frac{Z_1 T_1}{Z_2 T_2}\right)}. \quad (16)$$

Проведем оценку $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p)$ (формулы (10)–(16)) для центробежного компрессора с газотурбинным приводом (ГТП) и мощностью порядка 6 МВт, который перекачивает природный газ (рис. 1).

На рис. 1 принято, что ГТП может работать в пределах 4...6 МВт и обеспечивать $Q_{\text{н}} = 80\,000$ – $160\,000$ нм³/час со значением следующих величин: $Q_{\text{тн}} = 2\,000$ нм³/час; $\eta_{\text{мех}} = 0,980$; $\eta_{\text{пол}} = 0,720$; $\rho_{\text{н}} = 0,7835$ кг/м³; $H_{\text{т}} = 47,26$ МДж/кг; $R = 474$ Дж/(кг·К); $p_1 = 1,8$ МПа; $p_2 = 3,9$ МПа; $T_1 = 35$ °С; $T_2 = 111$ °С (рис. 1).

На рис. 1 показаны графики изменения $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p)$ в зависимости от $Q_{\text{н}}$, а так же даны значения величин $N_{\text{вал}} = N_{\text{пол}} / (\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{пол}})$ (формулы (5), (14)–(16)) и $\eta_{\text{пр}1}$ (формула (9)).

Графики рис. 1 показывают, что при $\Delta p = 0 \dots 2$ бар ($0 \dots 2 \cdot 10^5$ Па), величина $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p)$ изменяется от 0 до 0,01. Потеря значения $\eta_{\text{пр}}$ на

величину 0,01 ($\eta_{\text{пр}2} = 0,01$ в формуле (8)) может быть при значениях $\Delta p = 1 \dots 2$ бар (рис. 1). При потерях давления $\Delta p = 2 \dots 5$ бар, получили, что $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p) = 0,02 \dots 0,05$ (рис. 1), что очень существенно для $\eta_{\text{пр}}$.

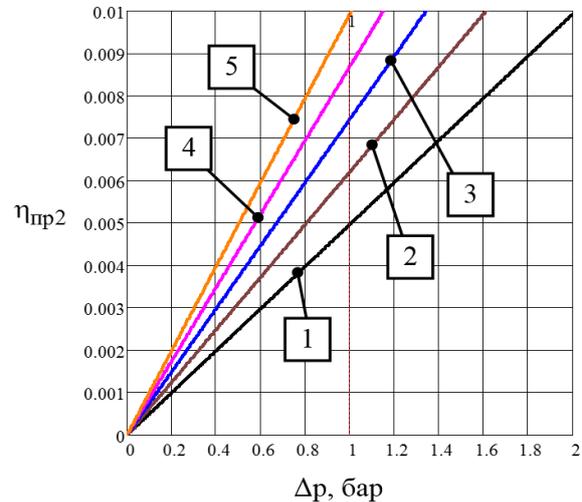


Рис. 1 – Графики $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p)$ для центробежного компрессора с ГТП при $\eta_{\text{мех}} = 0,98$, $\eta_{\text{пол}} = 0,72$,

$$Q_{\text{тн}} = 2000 \text{ нм}^3/\text{час};$$

$$1 - Q_{\text{н}} = 80000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{\text{вал}} = 3,019 \text{ МВт}, \eta_{\text{пр}1} = 0,176;$$

$$2 - Q_{\text{н}} = 100000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{\text{вал}} = 3,774 \text{ МВт}, \eta_{\text{пр}1} = 0,182;$$

$$3 - Q_{\text{н}} = 120000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{\text{вал}} = 4,529 \text{ МВт}, \eta_{\text{пр}1} = 0,219;$$

$$4 - Q_{\text{н}} = 140000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{\text{вал}} = 5,284 \text{ МВт}, \eta_{\text{пр}1} = 0,255;$$

$$5 - Q_{\text{н}} = 160000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{\text{вал}} = 6,039 \text{ МВт}, \eta_{\text{пр}1} = 0,292$$

Проведем оценку $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p)$ для поршневого компрессора с поршневым приводом мощностью порядка 1,0 МВт. Примем, что компрессор может работать в пределах 0,7...1,1 МВт и обеспечивать $Q_{\text{н}} = 16\,000$ – $24\,000$ нм³/час (рис. 2).

Для поршневого компрессора приняты значения следующих величин (рис. 2): $Q_{\text{тн}} = 400$ нм³/час; $\eta_{\text{мех}} = 0,930$; $\eta_{\text{пол}} = 0,800$; $\rho_{\text{н}} = 0,7835$ кг/м³; $H_{\text{т}} = 47,26$ МДж/кг; $R = 474$ Дж/(кг·К); $p_1 = 0,67$ МПа; $p_2 = 1,63$ МПа; $T_1 = 17$ °С; $T_2 = 83$ °С.

Из рис. 2 следует, что потеря значения $\eta_{\text{пр}}$ на величину 0,01...0,02 ($\eta_{\text{пр}2}$ в формуле (8)) может быть при значениях $\Delta p = 0,5 \dots 1,5$ бар. При поте-

рях давления $\Delta p = 2 \dots 4$ бар, получим, что $\eta_{пр2}(\Delta p) = 0,02 \dots 0,05$ (рис. 2).

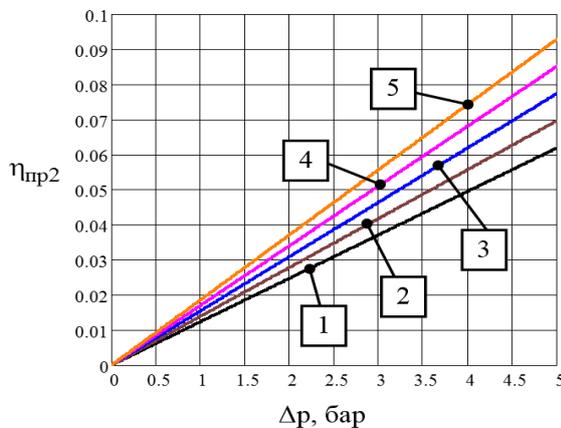


Рис. 2 – Графики $\eta_{пр2}(\Delta p)$ для компрессора с поршневым приводом при $\eta_{мех} = 0,930$,

$$\eta_{пол} = 0,80, Q_{тн} = 400 \text{ нм}^3/\text{час};$$

$$1 - Q_{н} = 16000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{вал} = 0,698 \text{ МВт}, \eta_{пр1} = 0,153;$$

$$2 - Q_{н} = 18000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{вал} = 0,785 \text{ МВт}, \eta_{пр1} = 0,172;$$

$$3 - Q_{н} = 20000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{вал} = 0,873 \text{ МВт}, \eta_{пр1} = 0,191;$$

$$4 - Q_{н} = 22000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{вал} = 0,960 \text{ МВт}, \eta_{пр1} = 0,210;$$

$$5 - Q_{н} = 24000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{вал} = 1,047 \text{ МВт}, \eta_{пр1} = 0,229$$

Оценка величины Δp для центробежного и поршневого компрессора

Для центробежного компрессора запишем произведение $\Delta p Q$ (теряемая мощность):

$$\Delta p Q = \delta N_{ад} = \delta \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}},$$

откуда для Δp получим:

$$\Delta p = \delta \frac{1}{Q} \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}}, \quad (17)$$

где δ – коэффициент потерь [1, 4].

Для величины δ запишем:

$$\delta = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3,$$

где β_1 – потери от трения рабочего колеса центробежного компрессора о сжимаемый газ;

β_2 – потери от перетекания газа через уплотнения в рабочем колесе центробежного компрессора;

β_3 – потери при перемещении газа в обрат-

ном направляющем аппарате и каналах (проточных частях) центробежного компрессора.

Для величин β_1 и β_2 запишем следующие значения: $\beta_1 = 0 \dots 0,02$; $\beta_2 = 0 \dots 0,02$ [4]. Для β_3 примем, что $\beta_3 \approx \beta_1$, а значит $\beta_3 = 0 \dots 0,02$.

Так как часть потерь переходит в нагрев газа, т. е. повышает температуру и давление газа, то будем учитывать средние значения потерь:

$$\delta = 0,01 + 0,01 + 0,01 = 0,03$$

и перепишем формулу (17) с учетом, что $\delta = 0,03$:

$$\Delta p = 0,03 \frac{1}{Q} \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}}. \quad (18)$$

Подставим формулы (11) и (14) в выражение (18) и получим:

$$\Delta p = \frac{0,03}{\eta_{пол}} \frac{A_{пол} \rho_{н} Q_{н}}{\rho_{н} Q_{н}} \rho_{ср};$$

$$\Delta p = \frac{0,03}{\eta_{пол}} \rho_{ср} A_{пол}. \quad (19)$$

Для оценки формулы (19) примем значения, схожие значениями параметров на рис. 1: $\eta_{пол} = 0,720$; $\rho_{н} = 0,7835 \text{ кг/м}^3$; $R = 474 \text{ Дж/(кг·К)}$; $p_1 = 1,8 \text{ МПа}$; $p_2 = 3,9 \text{ МПа}$; $T_1 = 35 \text{ °C}$; $T_2 = 111 \text{ °C}$. После расчетов получены следующие результаты: $\rho_{ср} = 17,41 \text{ кг/м}^3$; $A_{пол} = 122393 \text{ Дж/кг}$; $\Delta p = 0,888 \text{ бар}$. Значение $\Delta p = 0,888 \text{ бар}$ подставляем в график рис. 1 и получаем $\eta_{пр2} \approx 0,004 \dots 0,009$, т. е. $\eta_{пр2}$ может достигать максимальной величины порядка 0,01, что существенно для КПД привода.

Для поршневых компрессоров будем оценивать Δp как потери давления при прохождении газа из поршня компрессора через выпускной клапан в газотранспортную систему. Потери на трение газа и изменение направления потока газа не будем учитывать. Для потерь давлений в выпускном клапане поршневого компрессора используем данные, полученные в литературе [5]:

– для кольцевых, дисковых грибовых клапанов $\Delta p = 0 \dots 0,1 p_2$;

– для прямооточных клапанов $\Delta p = 0 \dots 0,03 p_2$.

Для прямооточных клапанов, используемых в современных поршневых компрессорах, примем среднее значение потерь давления:

$$\Delta p_{ср} = (0,03/2) p_2 = 0,015 p_2. \quad (20)$$

Поршень поршневого компрессора совершает цикл (движение из нижней мертвой точки в верхнюю и обратно) за полный поворот вала компрессорного агрегата. При этом газ дважды нагнетается поршнем в выпускные клапана, т. е. за один поворот вала в одном цилиндре теряется давление, равное $2\Delta p_{ср}$, а в N цилиндрах теряется давление Δp_N :

$$\Delta p_N = 2N \Delta p_{ср},$$

откуда, с учетом формулы (20), получим:

$$\Delta p_N = 2N 0,015 \Delta p_2 = 0,03 N \Delta p_2 . \quad (21)$$

При расчете по формуле (21) получено:

– при $N = 3$, $\Delta p_N = 0,147$ МПа = 1,47 бар (компрессоры Аякс);

– при $N = 5$, $\Delta p_N = 0,244$ МПа = 2,44 бар (компрессоры 10ГКН).

Для потерь давлений 1,47 бар из рис. 2 получим значения $\eta_{пр2} \approx 0,02 \dots 0,03$, а для потерь давлений 2,44 бар – $\eta_{пр2} \approx 0,03 \dots 0,045$. Допустим, что половина энергии от потерь давления в поршневом компрессоре переходит в температуру и давление газа, тогда получим, что $\eta_{пр2} \approx 0,01 \dots 0,02$.

Выводы

Получены практические максимальные значения величины $\eta_{пр2}$: для привода центробежного компрессора – 0,01, для привода поршневого компрессора – 0,02. Это существенные величины, которые необходимо учитывать при расчете КПД привода эксплуатируемого компрессора.

Список литературы

1. Михайлов А. К., Ворошилов В. П. *Компрессорные машины* : учеб. для вузов. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 288 с.
2. Архаров А. М., Исаев С. И., Кожин И. А. и др. *Теплотехника* : учеб. для студентов вузов. Под ред. В. И. Крутова. Москва: Машиностроение, 1986. 432 с.
3. Волков М. М., Михеев А. Л., Конев А. А. *Справочник работника газовой промышленности*. Москва: Недра, 1989. 286 с.
4. Ивановский Н. Н., Криворотко В. Н. *Центробежные нагнетатели природного газа*: учеб. пособие для техникумов. Москва: Недра, 1994. 176 с.
5. Рахмилевич З. З., Золотаревский В. С. *Повышение экономичности и надежности газомоторных компрессоров типа 10ГК*. Москва: ВНИИОЭНГ, 1969. 87 с.

References (transliterated)

1. Mihailov A. K., Voroshilov V. P. (1989), *Kompressornye mashiny* [Compressor cars], Energoatomizdat, Moscow, 288 p.
2. Arharov A. M., Isaev S. I., Kozhinov I. A. et al (1986), *Teplootekhnika* [Heat engineering], V. I. Krutova (Ed.), Mashinostroyeniye, Moscow, 432 p.
3. Volkov M. M., Miheev A. L., Konev A. A. (1989), *Spravochnik rabotnika gazovoi promyshlennosti* [Reference book by the worker of the gas industry], Nedra, Moscow, 286 p.
4. Ivanovskiy N. N., Krivorotko V. N. (1994), *Zentrobzheznyye nagnetateli prirodnoy gaza* [Centrifugal superchargers of natural gas], Nedra, Moscow, 176 p.
5. Rahmilevits Z. Z., Zolotarevskiy V. S. (1969), *Povysheniye ekonomichnosti i nadezhnosti gazomotornykh kompressorov tipa 10GK* [Increase in profitability and reliability of gas engine 10GK compressors], VNIIOENG [Russian Research Institute of the organization, management and economy of the oil and gas industry], Moscow, 87 p.

Поступила (received) 20.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Праско Олександр Володимирович (Праско Александр Владимирович, Prasko Alexander Vladimirovich) – старший науковий співробітник відділу компресорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, г. Харків, Україна.

Османова Елена Георгіївна (Османова Елена Георгиевна, Osmanova Elena Georgievna) – інженер II категорії відділу компресорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, г. Харків, Україна.

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>.

**О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, А. Г. НИКУЛЕНКОВ, Т. В. НИКУЛЕНКОВА,
Л. С. БУТОВСКИЙ, И. С. БЕДНАРСКАЯ**

РАСЧЕТ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ АЭС К-1000-60/3000

При продлении срока эксплуатации турбины АЭС проводится комплекс работ по оценке технического состояния турбины, в частности, работы направлены на выявление и анализ повреждений, дефектов, установление причин и механизмов их возникновения и возможного развития. При этом, оценивается остаточный ресурс и разрабатываются рекомендации по управлению старением с целью обеспечения надежной и безопасной эксплуатации турбины в сверхпроектный период. Одним из способов оценки остаточного ресурса является применение программных средств на базе конечно-элементного метода решения дифференциальных уравнений с частными производными, а также интегральных уравнений. В данной статье представлены результаты расчета граничных условий для определения теплового состояния и дальнейшей оценки ресурса ротора высокого давления с применением программных средств на базе конечно-элементного метода. Ротор высокого давления был условно разбит на определенные участки для которых были определены коэффициенты теплоотдачи от паровой среды к телу ротора в зависимости от типового графика пуска турбины из холодного, неостывшего и горячего состояний.

Ключевые слова: атомная электростанция, паровая турбина, ротор высокого давления, граничные условия, тепловое состояние, геометрическая модель, энергоблок, холодное состояние, неостывшее состояние, горячее состояние.

**О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, А. Г. НИКУЛЕНКОВ, Т. В. НИКУЛЕНКОВА,
Л. С. БУТОВСЬКИЙ, І. С. БЕДНАРСЬКА**

РОЗРАХУНОК ГРАНИЧНИХ УМОВ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ РОТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ ТУРБИНИ АЕС К-1000-60/3000

При продовженні терміну експлуатації турбіни АЕС проводиться комплекс робіт з оцінки технічного стану турбіни, зокрема, роботи спрямовані на виявлення та аналіз пошкоджень, дефектів, встановлення причин і механізмів їх виникнення та можливого розвитку. При цьому, оцінюється залишковий ресурс і розробляються рекомендації з управління старінням з метою забезпечення надійної і безпечної експлуатації турбіни в понад проектний період. Одним із способів оцінки залишкового ресурсу є застосування програмних засобів на базі кінцево-елементного методу розв'язання диференціальних рівнянь, а також інтегральних рівнянь. У даній статті представлені результати розрахунку граничних умов для визначення теплового стану і подальшої оцінки ресурсу ротора високого тиску із застосуванням програмних засобів на базі кінцево-елементного методу. Ротор високого тиску був умовно розбитий на певні ділянки для яких були визначені коефіцієнти тепловіддачі від парового середовища до тіла ротора в залежності від типового графіка пуску турбіни з холодного, неостиглого і гарячого станів.

Ключові слова: атомна електростанція, парова турбіна, ротор високого тиску, граничні умови, тепловий стан, геометрична модель, енергоблок, холодний стан, неостиглий стан, гарячий стан.

**O. CHERNOUSENKO, A. NIKULENKOV, T. NIKULENKOVA, L. BUTOVSKY, I. BEDNARSKA
CALCULATING BOUNDARY CONDITIONS TO DETERMINE THE HEAT STATE OF HIGH PRESSURE ROTOR OF THE TURBINE NPP K-1000-60/3000**

To extend the operation life of the turbine of nuclear power plant the range of work should be done to evaluate the technical state of turbine, in particular to detect and analyze the defects, carry out investigation into the causes of a failure and the mechanisms of their appearance and possible development. The residual life is also assessed and the recommendations on the control of ageing are given to provide reliable and safe turbine operation during the period exceeding the design service life. One of the methods of estimation of the residual life is the use of the software based on the finite-element method of the solution of differential equations with partial derivative and also integral equations. This scientific paper gives the computation data for boundary conditions obtained to define the heat state and estimate the operational life of high pressure rotor using the software based on finite-element method. The high-pressure rotor was conventionally split into specific sections for which the coefficients of heat transfer from the steam medium to the rotor body were defined depending on the standard schedule of the cold, warm and hot starts-up of the turbine.

Key words: nuclear power plant, steam turbine, high pressure rotor, boundary conditions, heat state, geometric model, energy-generating block, cold state, warm state and hot state.

Введение

Атомная генерация на территории Украины представлена четырьмя площадками (Запорожская, Ривненская, Южно-Украинская и Хмельницкая атомные станции) с пятнадцатью действующими энергоблоками и общей установленной мощностью 13 835 МВт.

Приближение срока выработки установленного ресурса оборудования энергоблоков АЭС с

одной стороны и необходимость в увлечении электрогенерации, в связи с постоянно растущими запросами потребителей, с другой – ставит перед атомной отраслью две глобальные задачи:

1) провести комплекс работ и модернизаций с целью эксплуатации энергоблоков в сверхпроектный срок с обеспечением требуемого уровня безопасности;

2) используя заложенные инженерные резервы действующих энергоблоков в сочетании с

нарастающий темпами развития науки и техники, а также с учетом международного опыта, при наличии достаточного аналитического обоснования повысить установленную мощность с обеспечением требуемого уровня безопасности для действующих энергоблоков.

Одним из критических элементов, в разрезе решения поставленных задач, является турбоустановка.

На энергоблоках, установленной мощностью 1000 МВт, эксплуатируются два вида турбоустановок, работающих на сухом насыщенном паре: быстроходная К-1000-60/3000 и тихоходная К-1000-60-1500, представленная в трех модификациях.

В рамках представленной работы исследуется типовая быстроходная турбина К-1000-60/3000, которая установлена и эксплуатируется на энергоблоках № 1, 2 Хмельницкой АЭС, № 3 Южно-Украинской АЭС, № 3, 4 Ривненской АЭС.

Цель работы

Расчет граничных условий для определения теплового состояния ротора высокого давления типовой быстроходной турбины К-1000-60/3000 и дальнейшей оценки ресурса с применением программных средств на базе конечно-элементного метода.

Краткая характеристика типовой турбины К-1000-60/3000

Турбина К-1000-60/3000 – паровая, конденсационная, с нерегулируемыми отборами пара, промежуточной сепарацией и одноступенчатым паровым промежуточным перегревом, рассчитана для работы в блоке с реактором ВВЭР-1000.

Парораспределение турбины – дроссельного типа, осуществляется четырьмя регулирующими клапанами в части высокого давления и четырьмя регулирующими клапанами в части низкого давления. При неисправности регулирующего клапана предусмотрена возможность пароснабжения коллектора уплотняющего пара по байпасу, на котором установлена задвижка.

Цилиндр высокого давления расположен в средней части турбины, а цилиндры низкого давления – симметрично по обе стороны ЦВД. Цилиндр высокого давления – двухпоточный, состоит из наружного и внутреннего корпусов. Подвод пара в ЦВД выполнен боковым, по двум патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса. Ротор ЦВД – цельнокованный, с постоянным корневым диаметром всех ступеней.

Цилиндры низкого давления – двухпоточные, по пять ступеней давления в каждом потоке. ЦНД

состоит из наружного и внутреннего корпусов сварной конструкции. В местах выхода роторов из наружных корпусов ЦНД расположены концевые уплотнения, предназначенные для предотвращения подсоса воздуха в вакуумную систему турбины на всех режимах работы.

Режимы работы типовой турбины К-1000-60/3000

Изучены инструкции по эксплуатации паровой турбины К-1000-60/3000, которые определяют порядок и условия эксплуатации турбоустановки.

Расчетные исследования высокотемпературных элементов турбоустановки К-1000-60/3000 проведены для наиболее характерных в практике эксплуатации АЭС режимов работы (табл. 1).

Таблица 1 – Характеристика пусковых режимов турбины К-1000-60/3000

Наименование режима пуска	Температура фланцев ЦВД перед пуском, °С	Продолжительность нагружения, мин.
Пуск из ХС	60	379 мин
Пуск из НС	100	320 мин
Пуск из ГС	150	260 мин

При температуре металла наружной поверхности фланца ЦВД в зоне паровпуска, отличающейся от температуры, приведенной в графике-задании, пуск турбины производился по ближайшему графику, соответствующему более холодному состоянию. Температуры свежего пара и пара после СПП не имели резких колебаний.

Если в процессе эксплуатации турбоустановки происходило повышение давления пара в конденсаторе сверх допустимых значений, выполнялись мероприятия по восстановлению давления в конденсаторе, согласно требований действующих инструкций на АЭС.

В работе исследовались графики пусков из холодного состояния (ХС), неостывшего состояния НС и горячего состояния ГС. График пуска из холодного состояния представлен на рис. 1.

Подходы к определению температурного поля ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000

В общем виде, определение температурного поля твердого тела описывается дифференциальным уравнением теплопроводности вида:

$$\rho C_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = -\operatorname{div}(-\lambda \operatorname{grad} t) + q_v. \quad (1)$$

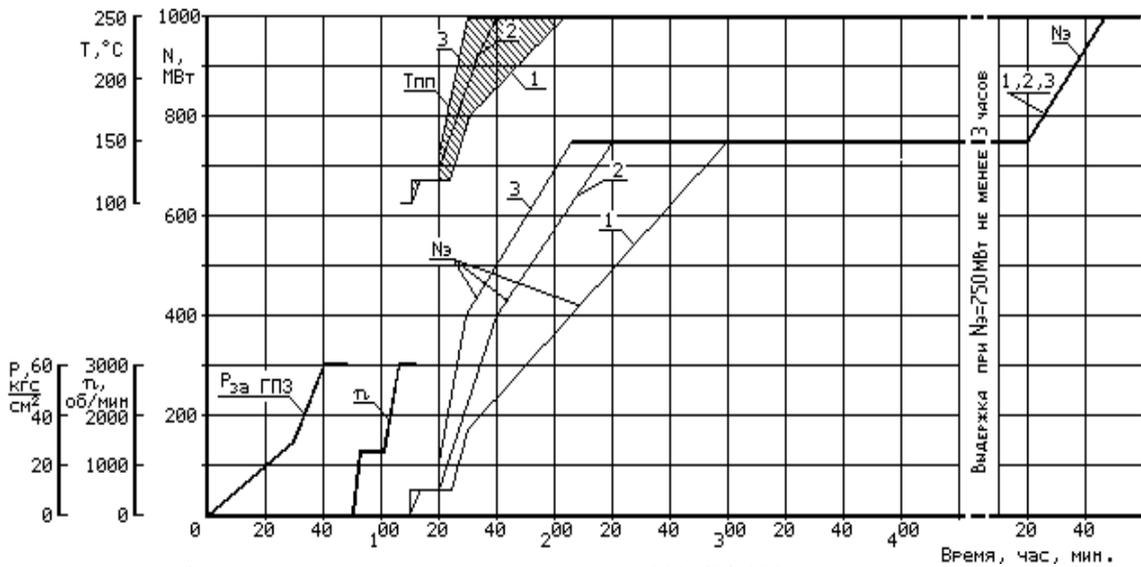


Рис. 1 – График-задание пуска типовой турбины К-1000-60/3000 из холодного состояния [1]:
 1 – при начальной температуре фланцев ЦВД = 100 °С; 2 – при начальной температуре фланцев ЦВД = 120 °С; 3 – при начальной температуре фланцев ЦВД = 150 °С

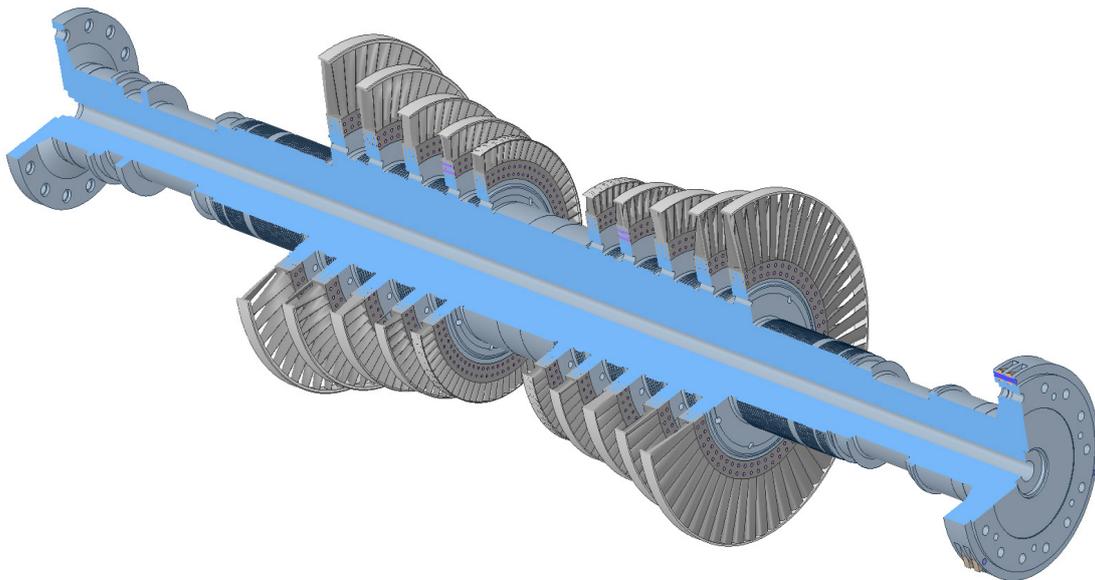


Рис. 2 – Пространственная 3-D модель ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000

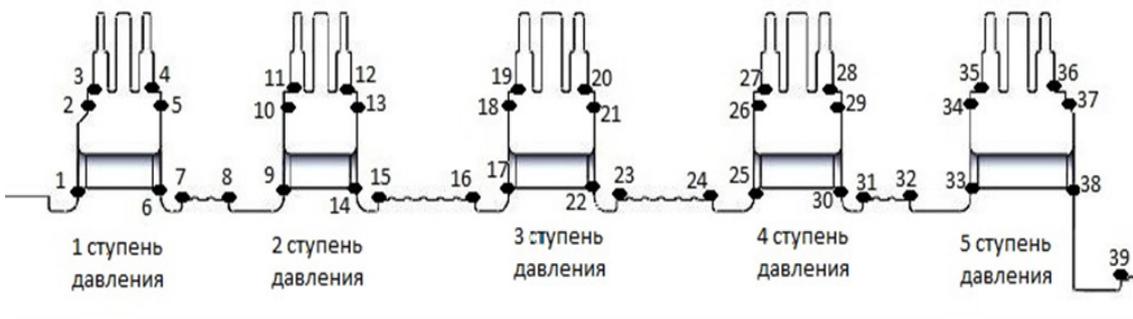


Рис. 3 – Схема расположения участков расчета коэффициентов теплоотдачи по поверхности ротора высокого давления турбины К-1000-60/3000:
 1–39 – характерные участки для которых выполнялся расчет

В уравнение (1) искомой является температура $t(x, y, z, \tau)$. Коэффициенты указанного уравнения: λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); C_p – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; q_v – мощность внутренних источников теплоты, Вт/м³, могут зависеть от температуры, а также быть явными функциями координат и времени.

Отсутствие внутренних источников теплоты, а также с учетом закона Фурье, уравнение (1) перепишется следующим образом:

$$\rho C_p \frac{\partial t}{\partial \tau} + \operatorname{div}(q) = 0. \quad (2)$$

Для стационарного случая уравнение (2) примет вид:

$$\operatorname{div}(q) = 0. \quad (3)$$

В уравнениях (2) и (3) q – плотность теплового потока, вычисляемая по закону Фурье.

Для определения температурного поля ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000, при задании тепловых граничных условий I–IV, весомый вклад вносят технологические особенности рассматриваемых режимов работы турбоустановки. Для задания граничных условий III рода расчет коэффициентов теплоотдачи α выполнялся по критериальным зависимостям. На поверхности осевой проточки задавались условия отсутствия теплообмена. Для режима простоя турбоагрегата, в соответствии с РТМ [2], задавались также условия теплоизоляции по всей проточной части.

Пространственная 3-D модель ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000 представлена на рис. 2.

Схема разбиения ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000 на характерные участки, для которых производился расчет значений температуры, давления и коэффициентов теплоотдачи, представлена на рис. 3. Характерные участки выбирались с учетом симметрии, а также особенностей теплообмена.

Также следует отметить, что при задании граничных условий необходимо учесть схемы утечек пара в уплотнениях, реальные графики пуска из различных тепловых состояний.

При решении краевой задачи нестационарной теплопроводности задаются нестационарные ГУ I–IV рода с учетом эксплуатационных переменных режимов работы.

При граничных условиях I рода задаются значения температуры на границе расчетной области:

$$T|_w = f(x_{1,w}, \tau), \quad (4)$$

где $x_{1,w}$ – координаты границы заданной расчетной области.

В частном случае эта температура после мгновенного изменения до температуры T_w может

оставаться неизменной во времени и не изменяться вдоль границы:

$$T|_w = T_w = \text{const}, \quad (5)$$

При граничных условиях II рода задаются значения плотности теплового потока на границе расчетной области:

$$q|_w = q_w(x_{1,w}, \tau), \quad (6)$$

С учетом закона Фурье ГУ II рода можно записать следующим образом

$$\underbrace{-\lambda \frac{\partial T}{\partial n}}_{\text{Закон Фурье}}|_w = q_w(x_{1,w}, \tau), \quad (7)$$

где n – координата, направленная по нормали к границе расчетной области.

В частном случае плотность теплового потока q_w может не меняться вдоль границы расчетной области и быть постоянным во времени:

$$q|_w = q_w = \text{const}, \quad (8)$$

При граничных условиях III рода задается температура внешней среды, окружающей тело, и закон теплообмена между средой и поверхностью тела. Граничные условия третьего рода являются наиболее общими и часто используемыми в практике расчетов граничными условиями. В качестве закона теплообмена между окружающим тело средой и поверхностью тела наиболее часто в инженерных расчетах используют закон теплоотдачи – закон Ньютона:

$$q|_w = \alpha(T_f - T_w), \quad (9)$$

где α – коэффициент теплоотдачи;

T_f – температура жидкости;

T_w – температура поверхности тела.

С учетом закона Фурье ГУ III рода можно записать следующим образом

$$\underbrace{-\lambda \frac{\partial T}{\partial n}}_{\text{Закон Фурье}}|_w = \alpha(T_f - T_w), \quad (10)$$

В расчетах теплопроводности в можно также использовать безразмерную форму записи граничных условий третьего рода

$$\pm \frac{\partial \Theta}{\partial X}|_w = \text{Bi} \Theta_w, \quad (11)$$

где $\Theta = \frac{T_f - T}{T_f - T_0}$ – безразмерная температура;

$X = x/R$ – безразмерная координата, перпендикулярной поверхности теплообмена;

R – характерный или определяющий размер тела;

$\text{Bi} = \alpha R / \lambda_w$ – критерий Био;

λ_w – коэффициент теплопроводности твердого тела.

Граничные условия IV рода задаются для условия теплообмена на границе идеального контакта двух тел, состоящих из разного вещества с различными физическими свойствами. В этом случае в зоне идеального контакта в обоих тел равные температуры и тепловые потоки:

$$\begin{cases} T_{w1} = T_{w2} \\ q_{w1} = q_{w2} \end{cases} \quad (12)$$

или, используя закон Фурье:

$$\begin{cases} T_{w1} = T_{w2} \\ \lambda_1 \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_w = \lambda_2 \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_w \end{cases} \quad (13)$$

При наличии влажного пара греющего поверхности камер отбора и участки корпусов межцилиндровых пространств ЦВД коэффициенты теплоотдачи рассчитываются с помощью разрабо-

танного комплекса программ численного исследования газовой динамики и теплообмена пара в камерах отбора и межцилиндровых пространствах влажно-паровых турбин.

Для возможности задания тепловых граничных условий III рода, с целью определения температурного поля ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000, коэффициенты теплоотдачи α определялись по критериальным зависимостям [2–4] вдоль поверхности ротора высокого давления для пусков из холодного, неостывшего и горячего состояний.

В качестве представительных результатов на рис. 4 показано распределение относительного коэффициента теплоотдачи вдоль поверхности ротора высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000 для пуска из холодного состояния.

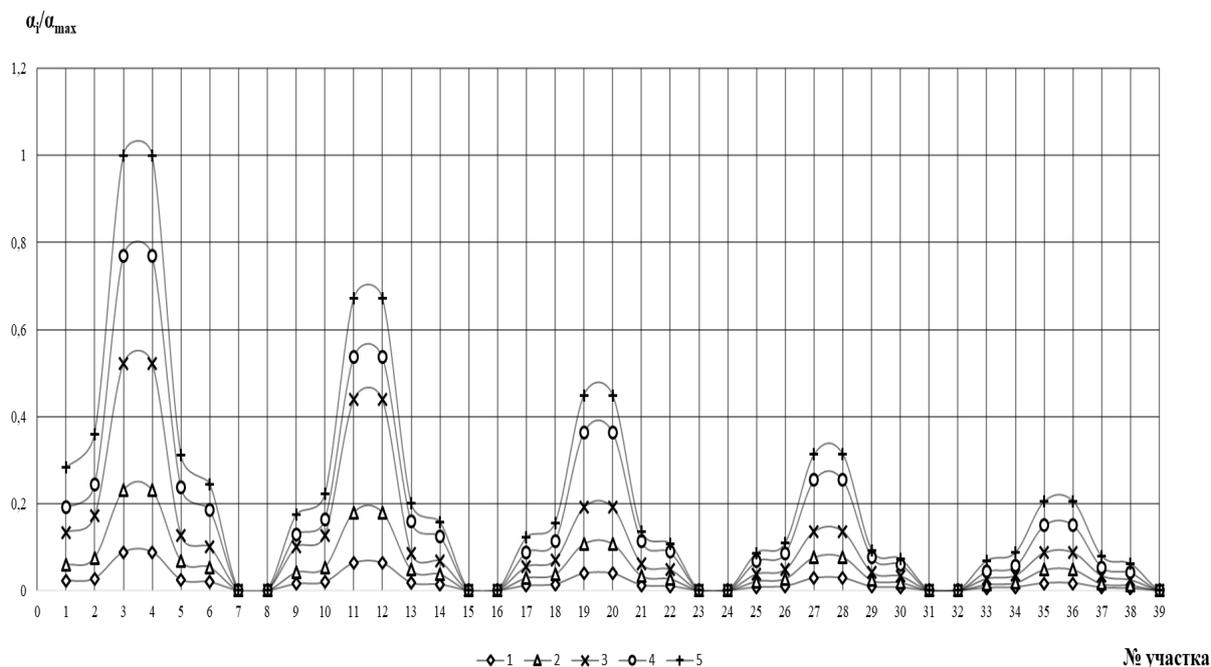


Рис. 4 – Распределение относительного коэффициента теплоотдачи вдоль поверхности ротора высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000 для пуска из холодного состояния при следующих относительных значениях расхода пара:

1 – $G/G_0 = 0,06$; 2 – $G/G_0 = 0,2$; 3 – $G/G_0 = 0,4$; 4 – $G/G_0 = 0,8$; 5 – $G/G_0 = 1,0$

Выводы

1. Построена пространственная 3-D модель ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000.

2. Определены характерные участки высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000 для которых рассчитаны коэффициенты теплоотдачи.

3. Рассчитаны граничные условия при пусках из холодного, неостывшего и горячего состояний с учетом изменения режимных параметров.

4. Определена зависимость изменения коэффициентов теплообмена от мощности турбины,

при этом максимальное значение приходится на номинальный режим.

5. Представленные результаты могут быть использованы для определения теплового состояния и дальнейшей оценки ресурса ротора высокого давления с применением программных средств на базе конечно-элементного метода.

Список литературы

1. Инструкция по эксплуатации. Турбина паровая. № 1(2). ТЦ.0166.ИЭ, ИЭ.3.0005.0078, 122-01/4-Э-ТЦ.
2. РТМ 24.020.16-73. Турбины паровые стационарные. Расчёт температурных полей роторов и цилиндров паровых

- турбин методом электро моделирования. Москва, 1973. № ВК-002/3209. 104 с.
- Трояновский В. М., Филиппов Г. А., Булкин А. Е. *Паровые и газовые турбины атомных электростанций*. Москва: Энергоатомиздат, 1985. 256 с.
 - Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. *Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии*. Изд. 8-е. Ленинград: Химия, 1976. 552 с.
 - Трояновский В. М., Филиппов Г. А., Булкин А. Е. (1985), *Паровые и газовые турбины атомных электростанций* [Steam and Gas Turbines of Nuclear Power Plants], Energoatomizdat, Moscow, 256 p.
 - Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. (1976), *Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии* [Examples and Problems in Chemical Engineering Processes and Equipment], Khimiya, Leningrad, 552 p.
- Поступила (received) 28.02.2018*

References (transliterated)

- Instruktsiya po ekspluatatsii. Turbina parovaya* [Operating Guidelines. Steam Turbine]. No. 1(2).ТТs.0166.IE, IE.3.0005.0078, 122-01/4-E-TTs.
- (1973), *Turbiny parovye statsyonarnie. Raschet temperaturnikh poley rotorov y tsylyndrov parovikh turbyn metodom elektro-*

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

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

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

Бутовський Леонід Сергійович (Бутовский Леонид Сергеевич, Butovskiy Leonid Serhiiiovych) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського», доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (096) 633-07-21; e–mail: homet129@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8947-9887>.

Беднарська Інна Станіславівна (Беднарская Инна Станиславовна, Bednarska Inna Stanislavivna) – Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського», магістрант кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (098) 810-60-01; e–mail: innabednarska1@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5558-4467>.

А. И. БАБАЕВ, Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, В. Н. ГОЛОЩАПОВ

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА ВО ВХОДНОМ ОТСЕКЕ ПРОТОЧНОГО ТРАКТА КЛАПАНА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

В статье приведены результаты численного исследования структуры потока во входном отсеке проточного тракта клапана с односторонним боковым подводом пара. Исследовано влияние смещения подводящего патрубка в сторону отдаления от верхней кромки седла при различных соотношения площадей проходного сечения подводящего патрубка и клапанной коробки к площади горла седла на уровень потерь энергии на участке от входа в клапанную коробку до входа в диффузорную часть седла клапана. В результате исследований установлено, что увеличение площади проходного сечения подводящего патрубка приводит к снижению потерь энергии рабочего тела в клапане. Оптимальный размер клапанной коробки определяется соотношением размеров подводящего патрубка и горла седла. Смещение входного патрубка приводит к уменьшению потерь энергии на определенном диапазоне соотношений геометрических параметров клапана.

Ключевые слова: стопорный клапан, регулирующий клапан, клапанная коробка, парораспределение, паровая турбина, паровпуск, система регулирования.

А. І. БАБАЄВ, Л. В. КОЛОДЯЖНА, В. М. ГОЛОЩАПОВ

ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ПОТОКУ У ВХІДНОМУ ВІДСІКУ ПРОТОЧНОГО ТРАКТУ КЛАПАНА ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

У статті наведено результати чисельного дослідження структури потоку у вхідному відсіку проточного тракту клапана з одностороннім бічним підведенням пара. Досліджено вплив зміщення підходящого патрубка, в сторону віддалення від верхньої кромки седла при різних співвідношення площ проходного перетину підходящого патрубка і клапанної коробки до площі горла седла на рівень втрат енергії робочого тіла на ділянці від входу в клапану коробку до входу в дифузорну частину седла клапана. Встановлено, що збільшення площі проходного перетину підходящого патрубка, що підводить призводить до зниження втрат енергії в клапані. Оптимальний розмір клапанної коробки визначається співвідношенням розмірів підходящого патрубка і горла седла. Зміщення підводящого патрубка призводить до зменшення втрат енергії на певному діапазоні співвідношень геометричних параметрів клапана.

Ключові слова: стопорний клапан, регулюючий клапан, парова коробка, паророзподіл, парова турбіна, паровпуск, система регулювання.

A. BABAYEV, L. KOLODYAZHNAYA, V. GOLOSHCHAPOV

NUMERICAL SIMULATION OF THE FLOW STRUCTURE IN THE INLET FLOW DUCT SECTION OF THE VALVE OF STEAM TURBINE

The objective of this scientific paper was to numerically simulate gas dynamic processes in the inlet flow duct section of the valve with the unidirectional lateral input of the actuating medium to the valve box and determine the influence the geometric parameters of a valve have on the energy losses of actuating medium. To simulate gas dynamic processes we used the mathematical model constructed by the solution of Reynolds-averaged Navier-Stokes equation system using the turbulence model $k-\omega$ SST and the numerical solution method based on the reference volume. The influence that the shift of the inlet branch to the side of drifting away from the upper edge of the valve seat has on the energy loss level in the section from the valve box inlet to the valve seat diffusion portion inlet was investigated for different inlet branch flow section and valve box area –to –the seat throat area ratios. The research showed that an increase in the area of the flow section of inlet branch results in reduced energy losses of actuating medium in the valve. An optimal size of the valve box is defined by the relation of the sizes of the inlet branch and the seat throat. Shift of the inlet branch to the side of drifting away from the upper seat edge results in reduced energy losses in an appropriate range of the ratios of geometric valve parameters. The numerical investigation data showed that the range of geometric relations that provide a low level of energy losses has been established.

Key words: check valve, control valve, valve box, steam distribution, steam turbine, steam inlet and the control system.

Введение

Величина потерь энергии рабочего тела в проточном тракте стопорных (СК) и регулирующих клапанов (РК) в значительной степени зависит от структуры потока на входе в клапанный канал, образованный седлом и основной запорной чашей.

Большинство мощных ПТ ТЭС и АЭС имеют конструкцию СК и РК с односторонним боковым подводом пара в клапанную коробку. При таком подводе нарушается осевая симметрия течения в клапанном канале, что может приводить к высокому уровню потерь энергии рабочего тела, а так-

же к снижению надежности клапана за счет появления значительной величины осевой и радиальной неравномерности потока при обтекании запорной чаши.

Отношение площадей проходного сечения подводящего патрубка, клапанной коробки, условно определяемой ее максимальным внутренним диаметром, к площади минимального сечения клапанного канала, при фиксированном отношении давления на клапан, определяет уровень потерь энергии рабочего тела на входном участке проточного тракта клапана и эффективность преобразования энергии в последующей диффузорной части седла.

© А. И. Бабаев, Л. В. Колодяжная, В. Н. Голощاپов, 2018

Экспериментальные исследования структуры потока в проточном тракте клапанной коробки приведены в работах [1–3]. Однако, анализ результатов этих работ не позволяет оценить влияние основных параметров на формирование структуры потока в клапанной коробке и в элементах, расположенных за ней.

Цель работы

Целью настоящей работы является численное исследование структуры потока в проточном тракте клапана с односторонним боковым подводом рабочего тела в клапанную коробку и определение влияния геометрических параметров клапана на потери энергии рабочего тела.

Изложение основного материала

Основными геометрическими параметрами, входного отсека проточного тракта клапана являются (рис. 1):

- диаметр подводящего патрубка $D_{\text{пп}}$;
- внутренний диаметр клапанной коробки $D_{\text{к}}$;
- расстояние $L_{\text{п}}$ от верхней кромки седла до точки сопряжения подводящего патрубка с клапанной коробкой;
- диаметр горла седла $D_{\text{г}}$;
- наружный диаметр направляющего стакана $D_{\text{нс}}$.

Ввиду сложной трехмерной структуры потока в проточном тракте клапанной коробки целесообразно выполнить исследование газодинамических процессов используя численные методы [4, 5].

Для исследования структуры потока в проточном тракте клапанной коробки и определения диапазона геометрических соотношений, обеспечивающих минимальный уровень потерь энергии рабочего тела при его течении в клапане, выполнено численное исследование для 16 моделей проточного тракта клапана. Пример геометрической модели исследуемого проточного тракта показан на рис. 2.

В качестве прототипа выбрана модель проточного тракта РК ПТ К-200-130 ПАО «Турбоатом» [6].

Особенности геометрии клапана:

- односторонний боковой подвод рабочего тела в клапанную коробку;
- профиль клапанного канала типа Вентури;
- диаметр посадки чаши на седло – 150 мм;
- диаметр горла седла – 126 мм;
- наружный диаметр направляющего стакана – 188 мм;
- подъем запорной чаши – 35,7 мм;
- торцевая подрезка чаши – 52 мм.

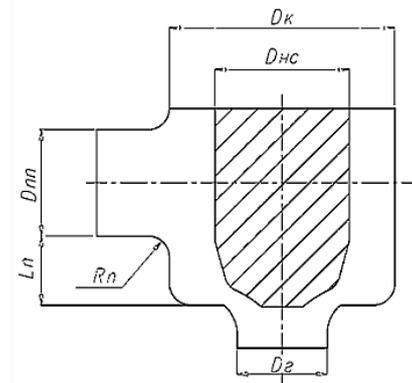


Рис. 1 – Геометрические характеристики входного отсека проточного тракта клапана



Рис. 2 – Геометрическая модель клапана

Для рассматриваемой конструкции клапанного канала величина подъема запорной чаши соответствует геометрии клапанного канала, когда минимальная проходная площадь между седлом и чашей равна площади горла седла.

Для удобства все величины характеризующие геометрию входного отсека клапана далее представлены в отношении к диаметру горла седла [2].

При построении геометрических моделей проточного тракта клапана наружный диаметр направляющего стакана $D_{\text{нс}}$, диаметр горла седла $D_{\text{г}}$ и геометрия клапанного канала оставались постоянными. При этом варьировался размер подводящего патрубка $D_{\text{пп}}$, внутренний диаметр клапанной коробки $D_{\text{к}}$ и расстояние $L_{\text{п}}$.

Исследования проведены для типоразмеров клапанов с $D_{\text{пп}}/D_{\text{г}} = 1,7$ и $D_{\text{пп}}/D_{\text{г}} = 1,2$. Этот диапазон соотношений соответствует большинству конструкций клапанов паровых турбин, находящихся в эксплуатации [2].

Для определения влияния смещения оси подводящего патрубка в сторону отдаления от верхней кромки седла на эффективную работу клапана исследование проведено для модели клапана без

отдаления подводящего патрубка ($L_{\text{п}} = R_{\text{п}}$) и с его отдалением на величину

$$L_{\text{п}} = 1,45D_{\text{пн}} + R_{\text{п}}, \quad (1)$$

где $R_{\text{п}}$ – радиус сопряжения клапанной коробки с подводящим патрубком.

Ввиду подобия структуры течения в клапане углового типа со структурой течения в колене трубопровода, соотношение (1) принято согласно результатам исследований, приведенных в [7], где для снижения неравномерности потока за коленом рекомендуется иметь прямолинейный участок величиной $L_{\text{п}}$.

Для моделирования газодинамических процессов в проточном тракте клапана используется математическая модель, построенная на решении системы уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу с применением модели турбулентности $k-\omega$ SST и численного метода решения на базе контрольного объема.

Для дискретизации расчетной области использовалась разностная сетка тетраэдрического типа с призматическим подслоем. Количество ячеек по высоте призматического пограничного слоя составляет 10. Размерность сетки для исследуемых моделей составляет 3–4 млн. узлов.

В качестве граничных условий на входе принималось полное давление 12,481 МПа и температура 811,15 К, на выходе – статическое давление 12,231 МПа. Рабочее тело – вязкий теплопроводный перегретый пар.

В качестве основных анализируемых величин принято:

- 1) Приведенный коэффициент расхода

$$q = \frac{G}{G_*}, \quad (2)$$

где G_* – расход среды через клапан при критическом истечении без учета потерь энергии рабочего тела;

G – действительный расход рабочего тела через клапан.

Величина расхода рабочего тела при критическом истечении определялась из соотношения

$$G_* = F_{\text{п}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \sqrt{\frac{P_0^*}{V_0^*}}}, \quad (3)$$

где $F_{\text{п}}$ – определяющая площадь, взятая по диаметру посадки клапана;

k – показатель изоэнтропы (для перегретого пара);

P_0^* , V_0^* – полное давление и удельный объем рабочего тела на входе в клапанную коробку.

- 2) Коэффициента внутренних (гидравлических) потерь

$$\zeta_{\text{вн}} = \frac{P_0^* - P_2^*}{0,5(P_0^* - P_0 + P_2^* - P_2)}, \quad (4)$$

где P_0^* , P_0 – полное и статическое давление на входе в клапан;

P_2^* , P_2 – полное и статическое давление на выходе из клапана.

Результаты численного исследования

В результате численного исследования структуры потока во входном отсеке проточного тракта клапана установлено, что при фиксированном размере диаметра горла седла $D_{\text{г}}$ увеличение диаметра подводящего патрубка $D_{\text{пн}}$ приводит и снижению уровня потерь энергии рабочего тела (рис. 3) и к увеличению пропускной способности клапана (рис. 4) во всем диапазоне исследуемых типоразмеров паровой коробки $D_{\text{к}}$ и $L_{\text{п}}$.

Снижение потерь энергии происходит в основном за счет уменьшения скорости пара при изменении направления его движения внутри клапанной коробки (рис. 5а, б).

При фиксированном размере диаметра горла седла $D_{\text{г}}$ величина оптимального размера паровой коробки $D_{\text{к}}$ уменьшается с уменьшением диаметра подводящего патрубка $D_{\text{пн}}$ (рис. 3,4).

Причиной этого эффекта является наличие определённого оптимума между суммарным уровнем потерь, который составляют:

- местные потери при расширении пара на входе в клапанную коробку и поворот в ней;
- потери, вызванные вихреобразованием на противоположной подводящему патрубку стороне клапанной коробки.

При фиксированном типоразмере $D_{\text{пн}}/D_{\text{г}}$ клапана, уменьшение размеров клапанной коробки $D_{\text{к}}$ приводит к увеличению скорости потока, и, как следствие, к увеличению местных потерь. При увеличении размеров клапанной коробки $D_{\text{к}}$ скорость потока в ней уменьшается, однако возрастают потери на вихреобразование вследствие увеличения объема паровой коробки и воздействия диффузорного эффекта при продвижении пара вдоль клапанной коробки (рис. 5б, в).

Смещение оси подводящего патрубка в сторону отдаления от верхней кромки седла способствует снижению потерь энергии в клапане по сравнению с клапаном без отдаления в определенном диапазоне соотношений $D_{\text{к}}/D_{\text{г}}$. При этом, отдаление подводящего патрубка при фиксированной величине $D_{\text{пн}}/D_{\text{г}}$ смещает оптимальное соотношение $D_{\text{к}}/D_{\text{г}}$ в сторону его меньших значений. Это вызвано увеличением объема паровой коробки и проходного сечения, соответствующего линиям тока основного ядра потока. В результате

этого удается несколько уменьшить поперечный диаметр D_k .

Смещение оси подводящего патрубка в сторону отдаления от верхней кромки седла также приводит к выравниванию потока перед зазором

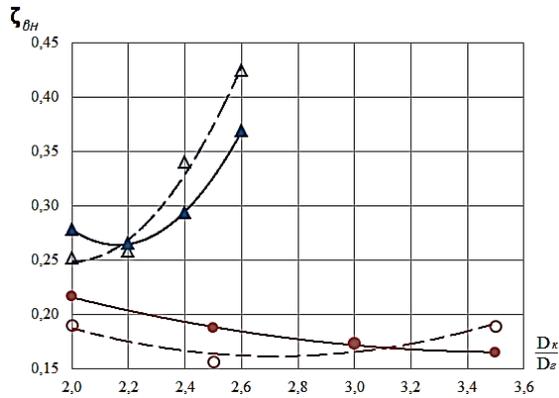


Рис. 3 – Изменение величины коэффициента внутренних потерь:

— $D_{nn}/D_z=1,7$; — $D_{nn}/D_z=1,7$ (патрубок отдален);
— $D_{nn}/D_z=1,2$; — $D_{nn}/D_z=1,2$ (патрубок отдален),

между чашей и седлом, тем самым обеспечивает более равномерное распределение параметров потока на входе в диффузорную часть седла. Это приводит к увеличению осевой составляющей вектора скорости потока (рис. 5в, з).

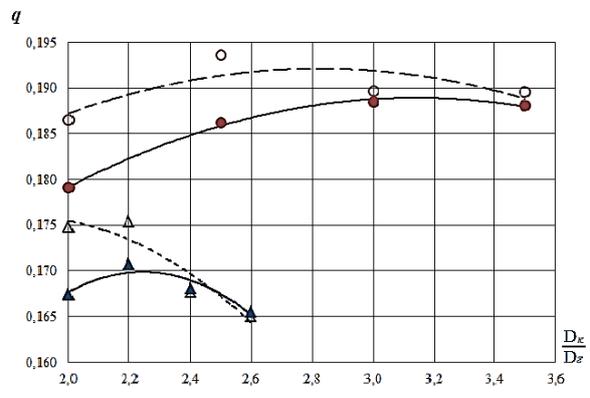


Рис. 4 – Изменение величины приведенного коэффициента расхода:

— $D_{nn}/D_z=1,7$; — $D_{nn}/D_z=1,7$ (патрубок отдален);
— $D_{nn}/D_z=1,2$; — $D_{nn}/D_z=1,2$ (патрубок отдален),

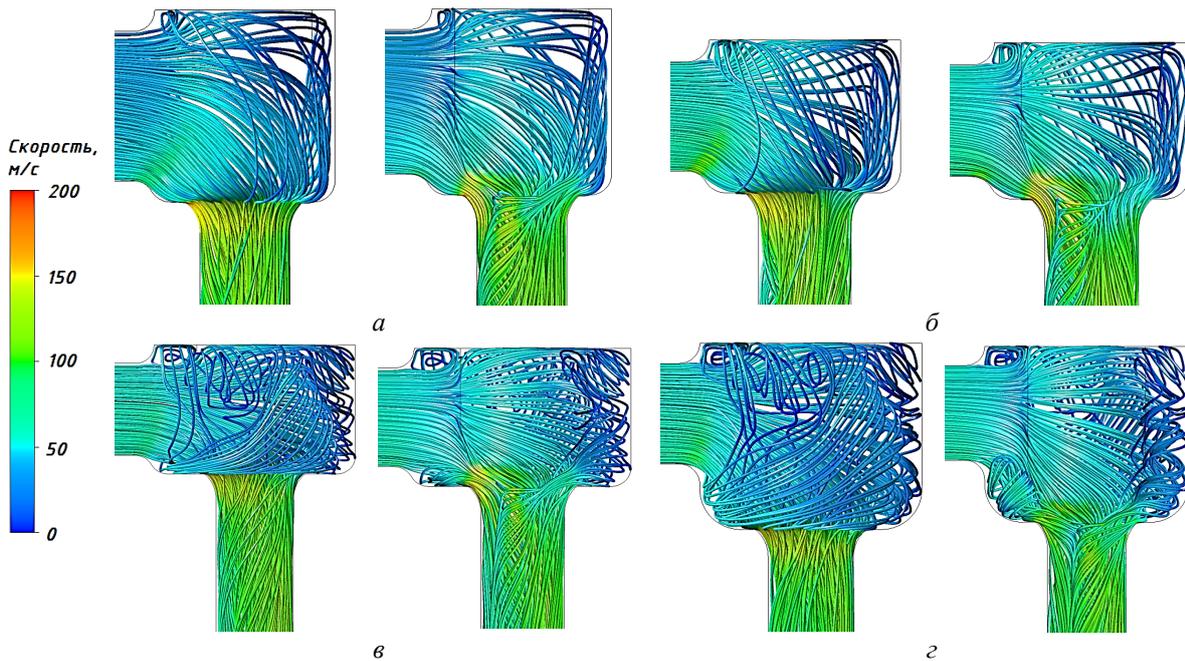


Рис. 5 – Линии тока в проточном тракте входного отсека клапана:

а – $D_{nn}/D_r = 1,7$ и $D_k/D_r = 2,0$; б – $D_{nn}/D_r = 1,2$ и $D_k/D_r = 2,0$;

в – $D_{nn}/D_r = 1,2$ и $D_k/D_r = 2,6$; з – $D_{nn}/D_r = 1,2$ и $D_k/D_r = 2,6$ (патрубок отдален)

В результате исследования 16 вариантов моделей клапана установлено, что варьируя геометрическими соотношениями клапанной коробки и подводящего патрубка для СК и РК конструкции углового типа с односторонним боковым подводом рабочего тела в клапанную коробку удается несколько снизить неравномерность параметров потока при течении внутри клапанного канала, и

тем самым снизить интенсивность вторичных течений в нем (рис. 5з). Однако, габариты клапанной коробки, требуемые для полного исключения вторичных течений, по всей видимости, значительно превосходят габариты исследованного варианта со смещением подводящего патрубка. В результате этого целесообразным решением может быть использование конструкции клапанной коробки с

двумя подводными патрубками, расположенными симметрично относительно друг друга.

В заключении следует отметить, что при наличии конструкции клапана с односторонним боковым подводом рабочего тела в клапанную коробку более эффективным способом уменьшения потерь энергии в клапане является увеличение диаметра подводного патрубка, чем смещения патрубка, имеющего меньшее проходное сечение, в сторону отдаления относительно верхней кромки седла.

Выводы

При фиксированном размере диаметра горла седла D_r увеличение диаметра подводного патрубка $D_{пп}$ приводит к уменьшению потерь энергии рабочего тела и увеличению пропускной способности клапана.

Величина оптимального размера клапанной коробки D_k уменьшается при уменьшении диаметра подводного патрубка $D_{пп}$.

Смещение подводного патрубка в сторону отдаления от верхней кромки седла приводит к более равномерному распределению параметров пара на входе в клапанный канал.

На основании результатов численного исследования установлено, что для рассмотренных типоразмеров моделей проточного тракта входного отсека клапана рекомендуется следующий диапазон геометрических соотношений:

– без отдаления подводного патрубка:

$$(D_k/D_r)^{рек} = 2,8-3,2 \text{ – для } D_{пп}/D_r = 1,7;$$

$$(D_k/D_r)^{рек} = 2,0-2,4 \text{ – для } D_{пп}/D_r = 1,2.$$

– подводный патрубок отдален:

$$(D_k/D_r)^{рек} = 2,4-3,0 \text{ – для } D_{пп}/D_r = 1,7;$$

$$(D_k/D_r)^{рек} = 2,0-2,2 \text{ – для } D_{пп}/D_r = 1,2.$$

Список литературы

1. Зарянкин А. Е., Симонов Б. П. *Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин*. Москва: МЭИ, 2005. 360 с. ISBN 5-7046-1143-5.
2. Камырин Б. И. О характере движения пара в клапанной коробке. *Энергомашиностроение*. 1959. № 11. С. 38–41.

3. Pluviose, M. Etude des instabilities decoulement dans les soupapes de raglage de turbines a vapeur. *Revue Franciase de Mecanique*. 1981. № 78. pp. 13–29.
4. Агафонов Б. Н., Зайцев Д. К., Кириллов А. И. и др. Турбулентный поток в регулирующих клапанах паровых турбин: возможности численного моделирования в условиях реальной геометрии. *Известия РАН Энергетика*. 2000. № 3. С. 39–46. ISSN 0002-3310.
5. Бабаев А. И., Голошапов В. Н. Верификация результатов численного исследования движения потока в проточной части регулирующего клапана паровой турбины. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 88–93. Бібліогр.: 13 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.12.
6. Бабаев А. И., Голошапов В. Н. Применение непроницаемых экранов для стабилизации течения в угловом регулирующем клапане. *Проблемы машиностроения*. 2016. Т. 19, № 4. С. 19–24. ISSN 0131-2928.
7. Идельчик И. Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Под. общ. ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд. Москва: Машиностроение, 1992. 672 с.

References (transliterated)

1. Zaryankin, A. and Simonov, B. (2005), *Reguliruyushchie i stoporno-reguliruyushchie klapanyi parovyih turbin* [Stop valve and stop-control valves of steam turbines], Moscow Energetic Institute, Moscow, 360 p., ISBN 5-7046-1143-5.
2. Kamyirin, B. (1959), "O karaktere dvizheniya para v klapannoy korobke [The characteristics steam motion in the valve chest]", *Energomashinostroyeniye* [Energomachinery], no. 11, pp. 38–41.
3. Pluviose, M. (1981), "Etude des instabilities decoulement dans les soupapes de raglage de turbines a vapeur", *Revue Franciase de Mecanique*, no. 78, pp. 13–29.
4. Agafonov B., Zaytsev D., Kirillov A., Kolyivanov V., Ris V. and Smirnov E. (2000), "Turbulentnyy potok v reguliruyushchih klapannah parovyih turbin: vozmozhnosti chislennoy modelirovaniya v usloviyah realnoy geometrii [Turbulent flow control valves in steam turbines: numerical modeling capabilities in a real geometry]", *Izvestiya RAN Energetika* [Proceedings of the Russian Academy of Sciences Energy], no. 3, 39–46, ISSN 0002-3310.
5. Babayev A. and Goloshchapov V. (2016), "Verification of the Data of Numerical Investigations of the Flow Motion in the Control Valve Channel of Steam Turbine", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1180), pp. 88–93, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.12.
6. Babayev A. and Goloshchapov V. (2016), "Application of Impermeable Screens to Stabilize the Flow in the Angle Control Valve", *Journal Problems of Mechanical Engineering*, no. 4, pp. 19–24, ISSN 0131-2928.
7. Idelchik I. (1992), *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook of hydraulic resistance], Mashinostroyeniye [Engineering], Moscow, 672 p.

Поступила (received) 01.03.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бабаєв Артем Іванович (Бабаев Артем Иванович, Babayev Artem) – пров. інженер, відділ моделювання та ідентифікації теплових процесів, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, м. Харків, Україна; e-mail: artembabayev90@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7321-1584>.

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

Голошапов Володимир Миколайович (Голошапов Владимир Николаевич, Goloshchapov Vladimir) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, відділ моделювання та ідентифікації теплових процесів, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, м. Харків, Україна; e-mail: admi@ipmach.kharkov.ua.

П. П. ГОНТАРОВСКИЙ, Н. Г. ШУЛЬЖЕНКО, Н. Г. ГАРМАШ, И. И. МЕЛЕЖИК

МОДЕЛИРОВАНИЕ РОСТА КОЛЬЦЕВОЙ ТРЕЩИНЫ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ ЭЛЕМЕНТЕ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Рассматривается кинетика кольцевой трещины в цилиндре с разными уровнями циклического нагружения. Применяется предложенная ранее методика расчетной оценки развития трещин в пластинчатых и осесимметричных конструкциях при циклическом нагружении, которая основана на концепции накопления рассеянных повреждений в материале. Упруго-пластическое деформирование материала в районе трещины определяется с помощью метода конечных элементов, а повреждаемость оценивается с использованием диаграмм усталостного разрушения гладких цилиндрических образцов. Учитывается контакт берегов трещины при сжимающих нагрузках. Результаты согласуются с данными, полученными по методу Ньюмана. Предлагаемая методика может быть использована для оценки живучести элементов паровых турбин (тепловых канавок роторов на пуско-остановочных режимах, замковых соединений лопаток с дисками и др.).

Ключевые слова: кинетика трещины, циклическая нагрузка, размахи упруго-пластических деформаций, кривые малоциклового усталости, метод конечных элементов, коэффициент асимметрии цикла, контакт берегов трещины.

П. П. ГОНТАРОВСЬКИЙ, М. Г. ШУЛЬЖЕНКО, Н. Г. ГАРМАШ, І. І. МЕЛЕЖИК МОДЕЛЮВАННЯ РОСТУ КІЛЬЦЕВОЇ ТРІЩИНИ В ЦИЛІНДРИЧНОМУ ЕЛЕМЕНТІ КОНСТРУКЦІЇ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Розглядається кінетика кільцевої тріщини в циліндрі при різних рівнях циклічного навантаження. Використовується запропонована раніше методика розрахункової оцінки розвитку тріщини в осесиметричних конструкціях при циклічному навантаженні, яка базується на концепції накоплення розсіяних пошкоджень у матеріалі. Пружно-пластичне деформування матеріалу в районі тріщини моделюється методом скінченних елементів, а руйнування оцінюється з використанням діаграм втомного руйнування гладких циліндричних зразків. Враховується контакт берегів тріщини при стискаючих навантаженнях. Результати узгоджуються з даними, отриманими по методу Ньюмана. Запропонована методика може бути використана для оцінки живучості елементів парових турбін (теплових канавок роторів при пуско-зупинних режимах, замкових з'єднань лопаток з дисками та ін.).

Ключові слова: кінетика тріщини, циклічне навантаження, розмахи пружно-пластичних деформацій, криві малоциклової втоми, метод скінченних елементів, коефіцієнт асиметрії циклу, контакт берегів тріщини.

P. GONTAROVSKIY, N. SHULZHENKO, N. GARMASH, I. MELEZHYK SIMULATION OF THE PROPAGATION OF CIRCUMFERENTIAL CRACK IN THE CYLINDRICAL ELEMENT STRUCTURE EXPOSED TO CYCLIC LOADINGS

The purpose of these studies was to work out the methods for the computation of crack development in the plate and axisymmetric elements of structures at cyclic loading for the plasto-elastic arrangement using the conception of the accumulation of scattered damages in the material. In the domain in question, we simulated the processes of alternating-sign plasto-elastic deformation and the material crack resistance was estimated using the fatigue test data for smooth specimens. Thermal and elastically-deformed states of the structure were determined for different loading modes using the finite elements method. The material damageability was assessed for the curves of low-cycle fatigue and for the range of plasto-elastic deformations on the route of probable crack propagation using the hypothesis of linear summation. As soon as a critical value of the damageability is achieved the crack is propagated stepwise for the specified step. As an example, consideration was given to the kinetics of circumferential crack in the cylindrical element exposed to the axial-symmetric cyclic loading. The contact of crack edges was taken into consideration for compressing loading semicycles. The obtained data agree with the data obtained using the Newman method. The suggested technique can be used for the estimation of survivability of the elements of steam turbines (heat rotor grooves at start-up-stop modes, blade and disk interlocks, etc.).

Key words: the crack kinetics, cyclic loading, plasto-elastic deformation range, low-cycle fatigue curves, finite elements method, cycle asymmetry factor, and the contact of crack edges.

Введение

Оценка живучести элементов паровых турбин играет важную роль при определении их расчетного ресурса и назначении сроков межремонтных контролей [1, 2]. Методы моделирования роста трещины в ряде случаев основываются на подходах классической механики разрушения, где зона пластичности в вершине трещины принимается малой по сравнению с ее длиной. Необходимые кинетические диаграммы разрушения материала определяются из испытаний специальных образцов с трещинами [3]. При этом предполагается, что в полцикле сжимающих нагрузок трещина не

распространяется, а расчеты проводятся для отнулевого цикла [4–6]. Вместе с тем, ряд исследований по распространению трещины при знакопеременном цикле нагружения (как экспериментальных [3, 7] так и численных [8]) показывают, что сжимающий полцикл нагружения также влияет на развитие трещины.

Цель работы

Целью работы является развитие методики оценки кинетики трещины в элементах конструкций в упруго-пластической постановке с использованием параметров рассеянных повреждений

©П. П. Гонтаровский, Н. Г. Шульженко, Н. Г. Гармаш, И. И. Мележик, 2018

материала при асимметричном циклическом нагружении с учетом контактирования берегов трещины.

Методика оценки кинетики трещины

Используется предложенная ранее методика расчета кинетики трещины в плоских и осесимметричных элементах конструкций, основанная на принципах накопления рассеянных повреждений в материале [8, 9]. Тепловое и напряженно-деформированное состояния определяются методом конечных элементов [2, 10] в упруго-пластической постановке с учетом истории деформирования материала на основе принципа Мазинга и эффекта Баушингера [11] при реверсе напряжений. Используются диаграммы малоциклового усталости гладких образцов при соответствующей температуре.

Задача решается для симметричной части конструкции. Конечноэлементная дискретизация области выполняется со сгущением сетки к вершине трещины (рис. 1). Трещина моделируется пропилом шириной 0,1 мм.

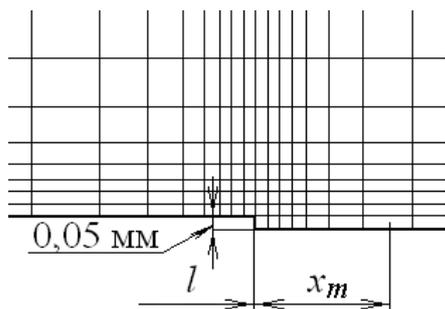


Рис. 1 — Конечноэлементная дискретизация в окрестности вершины трещины:
 l – длина трещины; x_m – расстояние от вершины трещины до центров конечных элементов

Для определения амплитуд интенсивности упруго-пластических деформаций решается термоконтактная задача теории пластичности с использованием метода конечных элементов. Расчеты проводятся для нескольких фиксированных длин трещин.

Предполагаемый путь развития трещины разбивается на отрезки d_i длиной 0,1 мм. Используется квадратичная интерполяция для вычисления амплитуд интенсивности деформаций в центрах x_i отрезков d_i по их значениям в центрах конечных элементов x_m . Принимается, что трещина продвигается на величину отрезка d_i , при накоплении в нем критической поврежденности.

Число циклов до разрушения N_p определяется из кривых усталости при соответствующей температуре. Приращения повреждаемости за один цикл нагружения определяются по формуле

$$\Delta\Pi(x_i) = \frac{1}{N_p(x_i)}. \quad (1)$$

Число циклов до разрушения в ближайшем к вершине трещины отрезке d_i определяется по формуле

$$N_i = \frac{1 - \Pi(x_i)}{\Delta\Pi(x_i)}, \quad (2)$$

где $\Pi(x_i)$ – накопленная повреждаемость в вершине трещины за время ее подрастания до текущей длины l . Число циклов, за которые трещина достигла длины l_i , определяется следующим образом:

$$N(l_i) = \sum N_i. \quad (3)$$

После разрушения отрезка d_i повреждаемость в других точках x_i на пути движения трещины определяется по формуле

$$\Pi(x_{i+1}) = \Pi(x_{i+1}) + \Delta\Pi(x_{i+1})N_i. \quad (4)$$

Изложенная схема решения повторяется для длины трещины, увеличенной на шаг подрастания d_i .

Результаты исследований

Исследуется кинетика кольцевой трещины в сплошном цилиндре радиусом $r = 10$ см и высотой 24 см (рис. 2), изготовленного из стали 25Х1М1Ф ($T = 535$ °С). Начальная длина трещины $l = 2$ см.

К цилиндру прикладывается циклическое нагружение с максимальным растягивающим напряжением $\sigma_{z\max} = 100$ МПа. Принимались следующие варианты нагружения с коэффициентами асимметрии цикла:

$$R = \sigma_{z\min}/\sigma_{z\max} = 0,5; 0,2; 0; -0,2; -0,5; -1,$$

где $\sigma_{z\min}$ – минимальное напряжение в цикле.

В случае сжимающего полуцикла нагружения учитывается возможное контактирование берегов трещины решением контактной задачи. При этом используется термоконтактный конечный элемент [12], позволяющий моделировать взаимодействие между контактирующими телами, зависящее от напряженного состояния, величины и характера распределения контактного давления в соединении.

Амплитуды упруго-пластических деформаций, полученные в центрах конечных элементов x_m , на пути развития трещины за симметричный цикл нагружения приводятся в табл. 1.

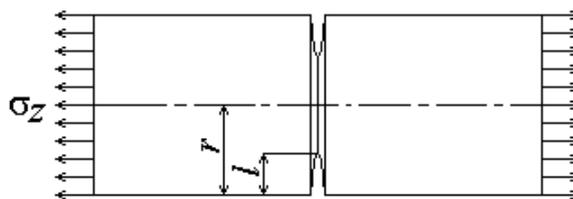


Рис. 2 – Схема цилиндра с кольцевой трещиной

Диаграммы малоциклового усталости для материала 25X1M1Ф при разных температурах приведены на рис. 3 [13].

Подрастание кольцевой трещины в цилиндре показано сплошными линиями на рис. 4 при нагружении с положительными (рис. 4а) и отрицательными (рис. 4б) коэффициентами асимметрии цикла.

Полученные результаты сравниваются с данными расчетов по методу Ньюмана [7], который позволяет учитывать асимметрию цикла нагружения и свойства материала, характеризующие зону пластичности. В соответствии с ним, расчетная формула для скорости роста трещины для рассматриваемого случая

$$\frac{dl}{dN} = 42,691 \cdot 10^{-10} K^{3,846} \quad (5)$$

где ΔK – размах коэффициента интенсивности напряжений, который вычисляется методом конечных элементов по распределению напряжений и перемещений в окрестности вершины трещины [14]. Для трещин длиной 2; 3; 4 и 5 см ΔK равняется соответственно 31,59; 42,65; 76,67 и 109,07 МПа $\sqrt{м}$ при отнулевом цикле нагружения.

Таблица 1 – Значения амплитуд интенсивности деформаций

x_m , мм	Длина трещины l , мм				
	20	30	40	45	50
0,025	1,5559	2,3268	3,3879	4,1835	5,3839
0,075	0,6190	0,9717	1,4810	1,8831	2,4908
0,125	0,2858	0,4528	0,7085	0,9268	1,2611
0,18	0,1682	0,2464	0,3678	0,4758	0,6482
0,255	0,1238	0,1644	0,2327	0,2863	0,3726
0,3722	0,1027	0,1245	0,1659	0,2038	0,2545
0,5456	0,0891	0,1062	0,1277	0,1567	0,2002
0,7883	0,0781	0,0948	0,1106	0,1249	0,1603
1,1281	0,0675	0,0830	0,0990	0,1082	0,125
1,6039	0,0582	0,0723	0,0877	0,0961	0,1080
2,2699	0,0519	0,0628	0,0773	0,0846	0,0962
3,2023	0,0482	0,0550	0,0678	0,0753	0,0851
4,5077	0,0459	0,0496	0,0591	0,0671	0,0754
6,3353	0,0444	0,0464	0,0521	0,0588	0,0669
8,8939	0,0436	0,0446	0,0473	0,0515	0,0594
11,6887	0,0431	0,0435	0,0448	0,0469	0,0534
14,8932	0,0431	0,0430	0,0438	0,0449	0,0495

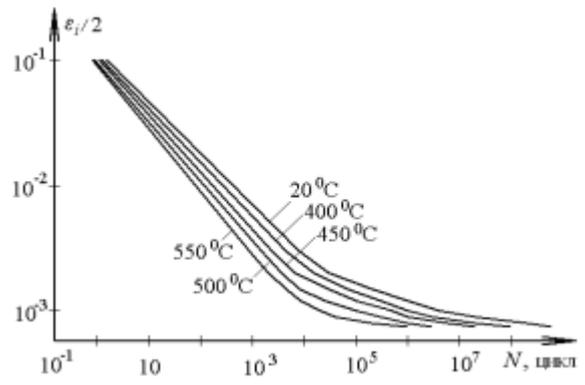


Рис. 3 – Диаграммы малоциклового усталости для материала 25X1M1Ф

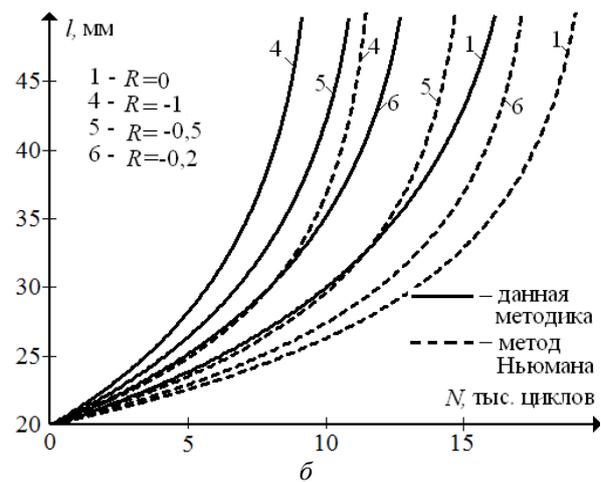
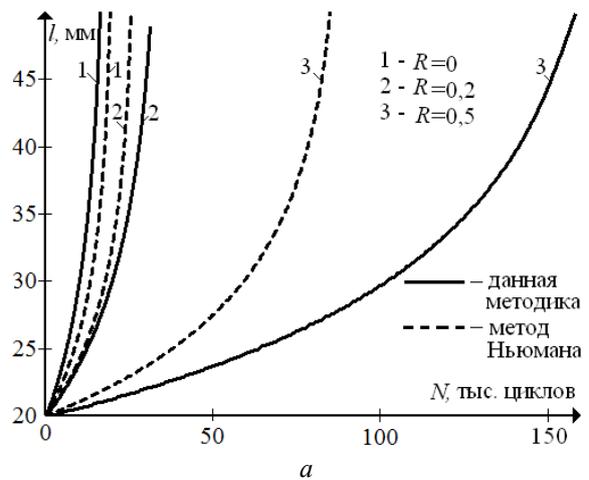


Рис. 4 – Подрастание трещины при нагружении с коэффициентом асимметрии цикла: а – положительным; б – отрицательным

Результаты подрастания трещины, полученные по методу Ньюмана, приведены пунктирными линиями с положительным (рис. 4а) и отрицательным (рис. 4б) коэффициентом асимметрии цикла нагружения.

Полученные результаты согласуются с результатами по методу Ньюмана. Их отличие может быть объяснено влиянием разных факторов. Например, характеристики сталей, по которым определялись параметры для обеих методик, могли отличаться между собой за счет термообработки и химического состава.

Выводы

Применяемая методика оценки роста трещин основана на концепции накопления рассеянных повреждений в материале. Она позволяет рассматривать асимметричное циклическое нагружение с учетом контакта берегов трещины при сжимающих полциклах нагружения. Упруго-пластическое деформирование материала в районе вершины трещины моделируется методом конечных элементов, а для расчета кинетики трещины используются диаграммы усталостного разрушения гладких образцов.

Результаты согласуются с полученными результатами по методу Ньюмана.

Данная методика может быть использована для оценки живучести элементов паровых турбин (тепловых канавок роторов на пуско-остановочных режимах, замковых соединений лопаток с дисками и др.).

Список литературы

1. СОУ-Н МЕВ 40.1–21677681–52: 2011. *Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін*: методичні вказівки. Чинний від 2011-07-07. Київ: ОЕП «ГРІФРЕ», 2011. 42 с. (Нормативний документ Міністерства енергетики та вугільної промисловості України).
2. Shul'zhenko M. G., Gontarovskiy P. P., Garmash N. G., Melezhyk I. I., Protasova T. V. Thermostressed state and crack growth resistance of rotors of the NPP turbine K-1000-60/1500. *Strength of materials*. 2010. Vol. 42, No 1. pp. 114–119.
3. Кобаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. *Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность*. Москва: Машиностроение, 1985. 234 с.
4. Черепанов Г. П. *Механика хрупкого разрушения*. Москва: Наука, 1974. 640 с.
5. Пестриков В. М., Морозов Е. М. *Механика разрушения твердых тел*. Санкт-Петербург: Профессия, 2002. 320 с.
6. ASME Boiler and Pressure Vessel Code. *Section XI, Appendix A, The American Society of Mechanical Engineers, 31 December, New York*. New York, 1990, Addenda, p. 28.
7. Bloom J. M. An approach to account for negative R-ratio effects in fatigue crack growth calculations for pressure vessels based on crack closure concepts. *Trans. ASME*. 1994. Vol. 116. pp. 30–35.
8. Шульженко М. Г., Гонтаровський П. П., Гармаш Н. Г., Мележик І. І. Розрахункова оцінка розвитку тріщини з контактними берегами в плоских елементах конструкцій. *Вісник Запорізького національного університету. Серія: Фізико-математичні науки*. Запоріжжя: Запорізький національний університет, 2017, № 1. С. 365–373.
9. Шульженко М. Г., Гонтаровський П. П., Гармаш Н. Г., Мележик І. І. Оцінка розвитку тріщини при циклічному навантаженні пластинчатих елементів із використанням параметрів розсіяних пошкоджень матеріалу. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 9(1231). С. 41–
44. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.06.
10. Подгорный А. Н., Гонтаровский П. П., Киркач Б. Н., Матюхин Ю. И., Хавин Г. Л. *Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций*. АН УССР, Ин-т проблем машиностроения. Киев: Наук. думка, 1989. 232 с.
11. Москвитин В. В. *Пластичность при переменных нагружениях*. Москва: Изд-во московского университета, 1965. 263 с.
12. Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г. К решению контактных задач МКЭ с учетом фрикционного нагрева. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Динаміка та міцність машин. Харків: НТУ «ХПІ», 2001. № 25. С. 67–74. ISSN 2078-9130.
13. *Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость: РТМ 108.021.103-85*. Введен 01.07.86. Москва: Министерство энергетического машиностроения, 1986. 49 с.
14. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Мележик И. И. Расчет трещиностойкости элементов конструкций методом конечных элементов. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Динаміка та міцність машин. Харків: НТУ «ХПІ», 2005. № 21. С. 127–132. ISSN 2078-9130.

References (transliterated)

1. SOU-N MEV 40.1 –21677681–52: 2011. (2011), *Viznachennya rozrahunkovogo resursu ta otsinka zhivuchosti rotoriv i korpusnyh detaley turbyn. Metodichny vkazivki* [Defining resource calculation and assessment of survivability rotors and body parts turbines. Guidelines], OEP "GRIFRE", Kiev.
2. Shul'zhenko, M. G., Gontarovskiy, P. P., Garmash, N. G., Melezhyk, I. I. and Protasova, T. V. (2010), "Thermostressed state and crack growth resistance of rotors of the NPP turbine K-1000-60/1500", *Strength of materials*, Vol. 42, No 1. pp. 114–119, ISSN 0039-2316.
3. Kogaev, V. P., Mahutov, N. A. and Gusenkov, A. P. (1985), *Raschety detaley mashin i konstruksiy na prochnost' i dolgovchnost'* [The calculations of machine parts and structures for strength and durability], Mashynostroenie, Moscow, Russia.
4. Cherepanov, G. P. (1974), *Mekhanika hrupkogo razrusheniya* [Brittle fracture mechanics], Nauka, Moscow.
5. Pestrikov, V. M. and Morozov, E. M. (2002), *Mekhanika razrusheniya tverdykh tel* [Fracture mechanics of solid bodies], Professija, SPb.
6. (1990), "ASME Boiler and Pressure Vessel Code", *Section XI, Appendix A, The American Society of Mechanical Engineers, 31 December, New York*. New York, Addenda, p. 28.
7. Bloom, J. M. (1994), "An approach to account for negative R-ratio effects in fatigue crack growth calculations for pressure vessels based on crack closure concepts", *Trans. ASME*, Vol. 116, pp. 30–35.
8. Shulzhenko, N. G., Gontarovskiy, P. P., Garmash, N. G. and Melezhyk, I. I. (2017), "Rozrakhunkova otsinka rozvytku trishchyny z kontaktuyuchymy berehamy v ploskykh elementakh konstruksiy [Computation estimation of the crack development with crack edges contact of plane structural elements]", *Visnyk Zaporiz'koho natsional'noho universytetu. Fiziko-matematichni nauki*, no. 1, pp. 365–373, ISSN 2413-6549.
9. Shulzhenko, M., Gontarovskiy, P., Garmash, N. and Melezhyk, I. (2017), "Evaluation of the Crack Development at a Cyclic Loading of Plate Elements Using the Parameters of Scattered Damages of the Material", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 41–44, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.06.
10. Podgorny, A. N., Gontarovskiy, P. P., Kirkach, B. N., Matjuhin, Yu. I. and Havin, G. L. (1989), *Zadachi kontaktnogo vzaimodeystviya elementov konstruksiy* [Problems of contact interaction of structural elements], AN USSR, In-t problem mashynostroyeniya, Nauk. dumka, Kiev.
11. Moskvitin, V. V. (1965), *Plastichnost' pri peremennykh nagruzheniayah* [Plasticity at variable loadings], Izdatelstvo moskovskogo universiteta, Moscow, Russia.

12. Gontarovskiy, P. P. and Garmash, N. G. (2001), "K resheniyu kontaknykh zadach MKE s uchedom friktsionnogo nagreva [To the solution of contact problems of FEM with allowance for frictional heating]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines*, no. 25, pp. 67–74, ISSN 2078-9130.
13. (1986), *Detali parovyih statsionarnyih turbin. Raschet na malotsiklovuyu ustalost: RTM 108.021.103-85* [Details of stationary steam-turbines. Calculation on a low-cycle fatigue], Ministerstvo energeticheskogo mashinostroeniya, Moscow, 49 p.
14. Shulzhenko, N. G., Gontarovskiy, P. P. and Melezhyk, I. I. (2005), "Raschet treshchinostoykosti elementov konstruktivnykh metodom konechnykh elementov [Calculation of the crack resistance of structural elements by the finite element method]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines*, no. 21, pp. 127–132, ISSN 2078-9130.

Посмунула (received) 12.03.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Шульженко Микола Григорович (Шульженко Николай Григорьевич, Shulzhenko Nikolay Grigor'evich) – доктор технічних наук, професор, 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, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, старший науковий співробітник відділу вібраційних та термоміцнісних досліджень, м. Харків, Україна; e-mail: garm_nataly@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4890-8152>.

Мележик Ірина Іванівна (Мележик Ирина Ивановна, Melezhyk Irina Ivanovna) – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, старший науковий співробітник відділу вібраційних та термоміцнісних досліджень, м. Харків, Україна; e-mail: melezhyk@online.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8968-5581>.

А. Н. МИНКО**ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА СОЗДАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОБЩЕПРОМЫШЛЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Приведен обзор состояния вопроса проектирования современных аппаратов воздушного охлаждения (АВО) применяемых в химической, нефтегазовой и металлургической промышленности. Обобщены основные положения метода установления и метода Ньютона для определения эксплуатационных показателей теплообменного аппарата. На базе комбинирования рассмотренных методов разработана конструкция малопоточного холодильника захлаживания конденсата, приведены его технические параметры и общая модель компоновки оборудования.

Ключевые слова: аппарат воздушного охлаждения, метод установления и метод Ньютона, трубка оребрения.

О. М. МІНКО**ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА СТВОРЕННЯ СУЧАСНИХ АПАРАТІВ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЗАГАЛЬНОПРОМИСЛОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

Наведено огляд стану питання проектування сучасних апаратів повітряного охолодження (АПО) які застосовуються в хімічній, нафтогазовій і металургійній промисловості. Узагальнено основні положення методу встановлення і методу Ньютона для визначення експлуатаційних показників теплообмінного апарату. На базі комбінування розглянутих методів розроблена конструкція малопоточного холодильника заохолодження конденсату, наведено його технічні параметри і загальна модель компонування обладнання.

Ключові слова: апарат повітряного охолодження, метод встановлення і метод Ньютона, трубка оребрення.

A. MINKO**THEORY AND PRACTICE OF CREATION OF MODERN AIR-COOLING EQUIPMENT OF GENERAL INDUSTRIAL APPOINTMENT**

The review of the state of the problem of the design of modern air cooling units (ACU) used in the chemical, oil and gas and metallurgical industries is given. The main provisions of the method of establishment and Newton's method for determining the operational parameters of a heat exchanger are generalized. On the basis of a combination of the methods considered, the design of a small-flow condensate condensation condenser has been developed, its technical parameters and the general model of the equipment layout are given. The main parameters of the units of the air cooling device, the type of electric motor, the diameter of the fan impeller and the number of blades in it are determined. The reasons are formulated, in which, under the conditions of the current production, the heat exchanger apparatus is not optimally organized, namely: the intensive failure of several cooling tubes, thereby reducing the heat dissipation area; contamination by foreign objects of fins fins surfaces; increased vibration in the sections of the heat exchangers due to poor assembly of the units of the apparatus or design errors in the design of the project; increased power consumption by the electric drive, which controls the ACU; incorrectly selected angle of adjustment of the cooling medium flow rate on the louvered device.

Keywords: air cooling apparatus, method of establishment and Newton's method, tube of finning.

Введение

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) нашли широкое применение в химической, нефтяной, газовой и металлургической промышленности. Они обеспечивают необходимые тепловые процессы на различных стадиях производства. На установках комплексной подготовки газов АВО применяются для:

- охлаждения и конденсации паров в процессе регенерации абсорбента;
- охлаждения газа в процессе его подготовки к транспортировке;
- нагревания масла для обеспечения работы газоперекачивающих агрегатов.

При этом работа АВО в условиях действующего производства, довольно часто организована не оптимально по ряду причин:

- интенсивный выход из строя некоторых трубок охлаждения, вследствие чего уменьшается площадь теплосъема;

- загрязнение посторонними предметами поверхностей оребрения трубок охлаждения;
- повышенная вибрация в секциях теплообменников из-за некачественной сборки узлов аппаратов или конструкторских ошибок при разработке проекта;
- увеличенное энергопотребление электроприводом, который осуществляет управление АВО;
- неверно подобранный угол регулировки расхода среды охлаждения на жалюзийном устройстве;
- работа АВО при недопустимых условиях эксплуатации (несоблюдение теплового баланса, пониженный/повышенный расход продукта охлаждения, несоблюдение норма при ремонте и обслуживании узлов АВО и т.д.)

Вышеупомянутые обстоятельства обуславливают актуальность разработки эффективных АВО, которые бы отвечали современным требованиям по технологическим, экономическим и экологиче-

ским показателям [1, 2].

Цель работы

Целью настоящего исследования является обобщение накопленного теоретического и практического опыта по проектированию и изготовлению высокоэффективных АВО, соответствующих международным стандартам, для нужд химической, нефтегазовой и металлургической промышленности.

Изложение основного материала

В настоящей работе рассматриваются АВО общепромышленного назначения, которые предназначены для конденсации, охлаждения парообразных, газообразных и жидких сред с температурой $-40 \dots +400$ °С и давлением $0,6 \dots 6,4$ МПа [3]. В качестве охлаждающего агента применяется либо вода, либо атмосферный воздух. С точки зрения экономической эффективности наибольшее распространение в качестве охлаждающего агента получил атмосферный воздух.

При разработке современных АВО традиционно используются следующие нормативные документы:

- СОУ МПП-71.120-217:2009 «Посудини та апарати сталеві зварні. Загальні технічні умови»;
- НПАОП 0.00-1.59-87 «Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском»;
- ВБН В.1.2-00018201.01-96 «Выбор сосудов и аппаратов, работающих под давлением до 10 МПа (100 кгс/см) для нефтегазового комплекса»;
- ОСТ 26-02-1309-87 «Аппарат воздушного охлаждения»;
- ПНАОП 0.00-1.41-88 «Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств»;
- ГСТУ 3-071-2004 «Аппараты кожухотрубчатые теплообменные и воздушного охлаждения. Крепление труб в трубных решетках».

Однако кроме этого на практике хорошо рекомендовали себя два математических аппарата, который может быть использован при расчете будущей конструкции АВО: метод установления и метод Ньютона [4].

Метод установления нередко именуют способом рассчитать статические режимы через динамические. Математическая модель статики для спецификации равновесного режима умышленно оставляется несозданной. Вместо этого применяют уже известную динамическую модель АВО, например, вида

$$\frac{dx}{dt} = f(x, f), x(0),$$

где $x(0)$ – вектор начальных состояний переменных системы; $f(x, f)$ – вектор входных воздействий системы (входные воздействия и возмущающие воздействия).

Этот способ опирается на численное интегрирование системы дифференциальных уравнений при постоянном во времени указанном векторе начальных состояний $x(0)$ параметров системы и векторе входов f . Интегрируют в течение необходимого промежутка времени t_n . Это обычно приводит к достижению равновесного решения, для которого $x(t_n) \approx 0$. Такое решение и является приближенным решением задачи спецификации статики.

Условием, сигнализирующем о завершении расчета на k -м шаге интегрирования считается удовлетворение следующему условию:

$$\|\Delta x_{k+1}\| = \|x_{k+1} - x_k\| < \delta,$$

где $\|\cdot\|$ – символ нормы вектора; δ – заданная погрешность, при этой погрешности переходный процесс в системе затухает и переменные изменяют свои значения на условно постоянные, что удовлетворяет статическому режиму. В связи с тем, что аккуратность исчисления переходного процесса в указанном случае не играет большой роли, то в целях экономии времени шаг интегрирования $\Delta t = t_{k+1} - t_k = h$ обычно устанавливают наибольшим. Но существует условие, что при этом шаге все еще присутствует надежность спецификации переходного процесса. Для выполнения этого условия наиболее действенным будет путь, при котором используется A – устойчивый неявный метод Эйлера.

Норма вектора x – это вещественное неотрицательное число, которое именуется символом $\|x\|$ и удовлетворяет определенным условиям:

1. $\|x\| > 0$ если $x \neq 0$; $\|0\| = 0$ (невырожденность);
2. $\|\alpha x\| = |\alpha| \|x\|$ для любого числа α (однородность);
3. $\|x_1 + x_2\| < \|x_1\| + \|x_2\|$ (неравенство треугольника).

Норма задается различными способами. Выбор определенной нормы имеет огромное значение при осуществлении численных. Самые удобные нормы вектора в конечномерном вещественном векторном пространстве:

$$\|x_1\| = \sum_{i=1}^n |x_i| \text{ – октоэдральная;}$$

$$\|x_2\| = \left(\sum_{i=1}^n |x_i|^2 \right)^{0,5} = \sqrt{xx^T} \text{ – сферическая (евклидова, шуровская) норма;}$$

$$\|x\| = \max_i |x_i| \text{ – кубическая.}$$

Описываемый способ также возможно применять как метод продолжения по неограниченно-

му параметру t , применяя движущуюся область сходимости.

Такой способ обеспечивает необходимые результаты только тогда, когда исходная система уравнений асимптотически устойчива. Для полистабильных систем спецификация множества стационарных точек достигается неоднократным повторением процесса моделирования при различных начальных условиях $x(0)$.

Метод Ньютона пользуется наибольшей популярностью в спецификации статических режимов систем уравнений. Пусть определено k -е приближение $x_k = (x_{1k} \dots x_{nk})^T$ к равновесному состоянию.

Допустив дифференцируемость по своим аргументам, любую функцию $\varphi_i = (x_1 \dots x_n)$ можно разложить в ряд по формуле Тейлора в точке x_k :

$$\varphi_i(x) = \varphi_i(x_k) + \sum_{j=1}^n (x_j - x_{jk}) \frac{\partial \varphi_i(x_k)}{\partial x_j} + Y(|x - x_k|),$$

где $Y(|x - x_k|)$ – сумма значений высшего порядка малости по сравнению с нормой $|x - x_k|$. Пренебрегая величинами второго и выше порядков малости, систему уравнений можно заменить следующей системой:

$$\sum_{j=1}^n (x_j - x_{jk}) \frac{\partial \varphi_i(x_k)}{\partial x_j} + \varphi_i(x_k) = 0, \quad i = \overline{1, n}.$$

Система уравнений, представленная выше, линейна относительно приращений $x_j \dots x_{jk}$ ($j = \overline{1, n}$). Решение $x = (x_1 \dots x_n)^T$ возможно определить как следующее $(k+1)$ -е приближение, именуемое как $x_{k+1} = (x_{1k+1} \dots x_{nk+1})^T$. В таком случае, применяя метод Ньютона, можно добиться следующей системы уравнений:

$$\sum_{j=1}^n (x_{jk+1} - x_{jk}) \frac{\partial \varphi_i(x_k)}{\partial x_j} + \varphi_i(x_k) = 0, \quad i = \overline{1, n}.$$

Далее по этой системе уравнений, начиная с заданного $x_0 = (x_{10} \dots x_{n0})^T$, определяются векторы $x_k, k = 1, 2, \dots$

Итерационную процедуру возложенного уравнения также возможно записать в векторной форме:

$$\Phi'(x_k)(x_{k+1} - x_k) + \Phi(x_k) = 0, \quad k = 0, 1, 2, \dots$$

где $\Phi'(x_k) = \frac{\partial \Phi(x_k)}{\partial x}$ – матрица Якоби.

Итерационный оператор $S(\cdot)$ приобретает вид: $S(x) = x - [\Phi'(x)]^{-1} \Phi(x)$.

Выражение Φ' возможно определить в каноническом виде. Для этого нужно принять $B_{k+1} = \Phi'(x_k), \tau_{k+1} = 1$. Для осуществления подхода требуется наличие обратных матриц $[\Phi'(x_k)]^{-1}$.

Данный подход обладает квадратичной сходимостью, но только в случае, когда начальное

приближение определено не очень далеко от равновесного состояния.

Комбинируя [5, 6] два вышеизложенных подхода при проектировании конструкций АВО нами был разработан холодильник захлаживания конденсата (тип АВО-М) общая компоновка показана на рис. 1, технические характеристики которого представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Технические показатели холодильника захлаживания конденсата

Наименование параметра	Значение
Площадь поверхности теплообмена: – омываемая продуктом, м ² – омываемая воздухом, м ²	280 12
Температур продукта: – на входе из аппарата, °С – на выходе из аппарата, °С	125 95
Допустимая температура стенки трубки – максимальная, °С – минимальная, °С	200 –23
Давление продукта: – рабочее, МПа – пробное, МПа	0,15 2,15
Геометрия трубки охлаждения, мм	Ø25×2
Длина трубки охлаждения, мм	1500
Коэффициент оребрения трубки	20
Число трубок в секции аппарата	123
Число рядов трубок в аппарате	6
Число ходов продукта по трубам	2
Материал теплообменной секции: – основной корпус – несущей трубки – оребрения трубки	09Г2С-12 Сталь 20 АД1
Характеристика осевого вентилятора: – диаметр рабочего колеса, мм – количество лопастей – производительность, м ³ /ч – угол поворота лопастей, град	940 12 31 000 15
Характеристика привода: – тип электродвигателя – номинальная мощность, кВт – частота вращения, об/мин	АИМ132М4 11 1500
Масса аппарата, кг	1260

Предложенная конструкция АВО-М выполнена в материальном исполнении Б1, климатическим исполнением У1, предусмотренный электродвигатель выполнен по степени защиты Exd IСТЗ, монтажное исполнение IM1031. Расчетный срок службы при скорости коррозии до 0,1 мм в год, подобного аппарата составляет 20 лет (50 000 часов), при этом количество циклов нагружения не должно превышать 1000 раз. Теплообменный аппарат соответствует всем мировым стандартам по безопасности, технологичности и экономичности.

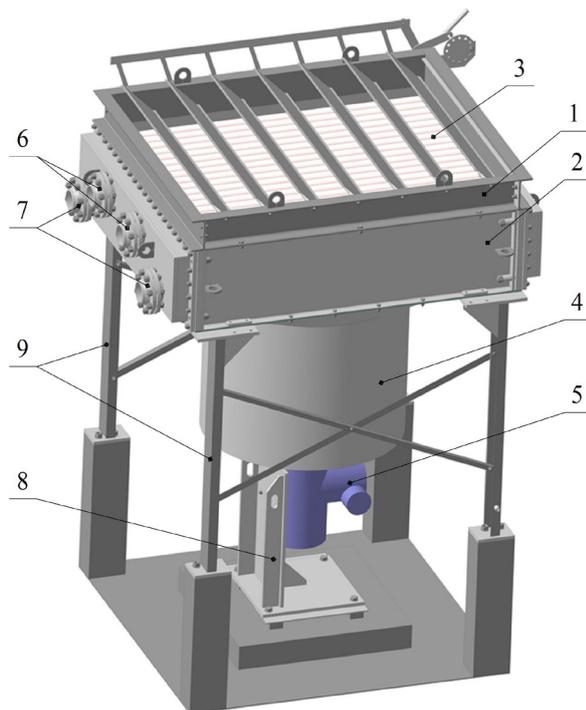


Рис. 1 – Холодильник захлаживания конденсата:
 1 – жалюзийный аппарат с ручным приводом створок; 2 – двухходовая секция теплообменника; 3 – трубки охлаждения с оребрением; 4 – диффузор с осевым вентилятором; 5 – электродвигатель; 6 – патрубки подачи пароводяной смеси; 7 – патрубки отвода конденсата; 8 – фундаментная рама двигателя; 9 – опоры теплообменного аппарата

Выводы

1. При разработке конструкций АВО комбинирование методов установления и метода Ньютона дает удовлетворительный результат при определении основных эксплуатационных показателей будущего агрегата.

2. Предложенная в статье конструкция АВО соответствует современным мировым требованиям и может быть рекомендована для установки на объектах химической, нефтегазовой и металлургической промышленности

Список литературы

1. Минко А. Н. Теплообменное оборудование открытого типа металлургического завода при его эксплуатации в условиях тропического климата. *Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды: сборник научных трудов VI Межд-ой научно-практической конференции молодых ученых и специалистов, 22–23 марта 2017 г., г. Харьков.* Харьков: ГП «УкрНТЦ «Энергосталь», 2017. С. 20–24.
2. Минко А. Н. Определение вариантов компоновки теплообменного узла в турбогенераторах по его основным функциональным показателям. *XIV Міжнародна наук.-техн. конф. м. Кременчук 14-15 квітня 2016 р. / Кременчук.* КрНУ, 2016. С. 218–219.
3. *Аппараты воздушного охлаждения.* URI: <https://ankort.com/> (дата обращения 12.02.2018).
4. Каневец Г. Е. *Обобщенные методы расчетов теплообменников.* Киев: Наук. думка, 1979. 352 с.
5. Минко А. Н. Построение графической модели реализации эффективной системы охлаждения крупных электрических машин (турбогенераторов). *Электроэнергетика глазами молодежи: материалы VII Международной научно-технической конференции, 19–23 сентября 2016 г., Казань :* В 3 т. Т1. Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2016. С. 66–69.
6. Минко А. Н. Моделирование теплообменных процессов в трубках охлаждения газоохладителей для модернизации турбогенераторов. *XIII Міжна-а наук.-техн. конф. м. Кременчук 8-9 квітня 2015 р. / Кременчук.* КрНУ, 2015. С. 233–234.

References (transliterated)

1. Minko A. (2017), "Heat exchanging equipment of an open type of a metallurgical plant during its operation in a tropical climate", *Innovative ways of modernization of basic industries, energy and resource saving, environmental protection: a collection of scientific papers of the VI International Scientific and Practical Conference of Young Scientists and Specialists, March 22-23, 2017, Kharkov.* Kharkiv: State Enterprise "UkrNTC" Energostal", 2017. pp. 20–24
2. Minko A. (2016), "Determination of the options for the layout of the heat exchanger unit in turbogenerators according to its main functional parameters", *XIV of the International Sciences.-Tech. Conf. m. Kremenchuk 14-15 April 2016 p. / Kremenchuk, KrNU, 2016. pp. 218–219.*
3. "Air cooling devices", available at: <https://ankort.com/> (accessed 12 February 2018).
4. Kanevets G. (1979), *Generalized methods for calculating heat exchangers.* Kiev: Science. dumka.
5. Minko A. (2016), "Construction of a graphic model for the implementation of an effective cooling system for large electric machines (turbogenerators)", *Electrical power through the eyes of youth: materials of the VII International Scientific and Technical Conference, September 19–23, 2016, Kazan.* In 3 tons of T1. Kazan: Kazan. state. power. Univ., 2016. pp. 66–69.
6. Minko A. (2015), "Modeling of heat exchange processes in cooling tubes of gas coolers for modernization of turbogenerators", *XIII of the International Sciences. Tech. Conf. m. Kremenchuk 8–9 April 2015 p. / Kremenchuk, KrNU, pp. 233–234.*

Поступила (received) 15.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мінко Олександр Миколайович (Minko Olexandr Mikołajowicz, Minko Alexandr) – кандидат технічних наук, інженер, ПНВФ «Анкор-Теплоенерго», м. Харків, Україна; e-mail: alexandr.minko@i.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3206-0131>.

О. С. КОВЯЗИН**ОБҐРУНТУВАННЯ ДІАМЕТРА ОБСАДНОЇ ТРУБИ ҐРУНТОВОГО ТЕПЛООБМІННИКА ТА ПОДАЧІ ПОВІТРЯ В НЬОГО**

Використано попередньо розроблену математичну модель процесу теплообміну між повітрям, що рухається в вертикальному теплообміннику і масивом ґрунту, яка пов'язує між собою енергетичні показники ґрунтового теплообмінника із його параметрами, а також природно-кліматичними умовами. На основі максимізації введеного критерію оптимізації, який назвали енергоозброєністю ґрунтового теплообмінника, обґрунтовано діаметр обсадної труби ґрунтового теплообмінника та об'ємну подачу повітря в нього.

Ключові слова: поверхневі шари Землі, тепла енергія, ґрунтовий теплообмінник, енергоозброєність, діаметр обсадної труби, подача повітря.

А. С. КОВЯЗИН**ОБОСНОВАНИЕ ДИАМЕТРА ОБСАДНОЙ ТРУБЫ ГРУНТОВОГО ТЕПЛООБМЕННИКА И ПОДАЧИ ВОЗДУХА В НЕГО**

Использована предварительно разработанная математическая модель процесса теплообмена между воздухом, движущемся в вертикальном теплообменнике и массивом грунта, связывающая между собой энергетические показатели ґрунтового теплообменника с его параметрами, а также природно-климатическими условиями. На основе максимизации введенного критерия оптимизации, который назвали энерговооруженностью ґрунтового теплообменника, обоснованы диаметр обсадной трубы ґрунтового теплообменника и объемная подача воздуха в него.

Ключевые слова: поверхностные слои Земли, тепловая энергия, ґрунтовый теплообменник, энерговооруженность, диаметр обсадной трубы, подача воздуха.

O. KOVIAZIN**SUBSTANTIATING THE DIAMETER OF THE LINER PIPE OF THE EARTH HEAT EXCHANGER AND PROVIDING THE AIR SUPPLY TO IT**

The purpose of the research done was to increase the efficiency of geothermal ventilation that allows us to use the thermal energy of surface layers of the earth for the cooling and heating of the inflow air by substantiating the diameter of the liner pipe of the earth heat exchanger with the volumetric air supply to it. Mathematical simulation was done based on the equations of hydrodynamics, heat exchange and heat conductivity carrying out the computation experiment based on the method of finite volumes. A preliminary developed mathematical model of the heat exchange process between the air moving in the vertical heat exchanger and the soil in-situ was used. This model interconnects the energy indicators of the earth heat exchanger with its parameters including natural climatic conditions. Temperature fields of the cooled air and the soil in-situ were determined and as a consequence, the effective heat power of the earth heat exchanger, the volumetric supply and the ambient air temperature and heat exchanger operation time were also determined for different diameters of the liner pipe. An efficient heat power of the earth heat exchanger is gradually decreased with time. An abrupt drop in power corresponds to an ample air supply to the heat exchanger and it can be explained by a faster exhaustion of the power potential of soil and high energy inputs for the pumping of air through it. An optimization criterion was the relation of the effective thermal energy produced during the earth heat exchanger operation to the diameter of its liner pipe that was named as the power loading of the earth heat exchanger. Based on the maximization of optimization criterion we substantiated the diameter of liner pipe and that of the earth heat exchanger and the volumetric air supply to it.

Key words: surface layers of the earth, thermal energy, earth heat exchanger, power loading, liner pipe diameter and the air supply.

Вступ

Принцип дії геотермальної вентиляції з використанням ґрунтових теплообмінників (рис. 1) полягає в тому, що повітря, яке має температуру T_1 , подається на вхід ґрунтового теплообмінника і віддає (відбирає) тепло ґрунту, в результаті чого повітря охолоджується (нагрівається), набуваючи температури T_2 і подається в тваринницьке приміщення. Свердловина заповнена тампонажним розчином з високою теплопровідністю, що покращує теплообмін між обсадної трубою і ґрунтом. Обсадна труба виконана з матеріалу з високою теплопровідністю, наприклад, сталі. При цьому між внутрішньою поверхнею обсадної труби теплообмінника, що має внутрішній діаметр D , і масивом ґрунту виникає тепловий потік dQ/dt , величина якого визначає енерговідбір теплообмінника від масиву ґрунту.

Для підвищення ефективності геотермальної вентиляції необхідно обґрунтувати параметри ґрунтових теплообмінників.

В роботах [1–5] розроблено математичну модель процесу теплообміну між повітрям, що рухається в вертикальному теплообміннику і масивом ґрунту, яка пов'язує між собою енергетичні показники ґрунтового теплообмінника із його параметрами, а також природно-кліматичними умовами. Проте в цих працях не обґрунтовано діаметр обсадної труби ґрунтового теплообмінника та об'ємну подачу повітря в нього.

Мета роботи

Підвищити ефективність використання геотермальної вентиляції шляхом обґрунтування діаметру обсадної труби ґрунтового теплообмінника та

об'ємної подачі повітря в нього.

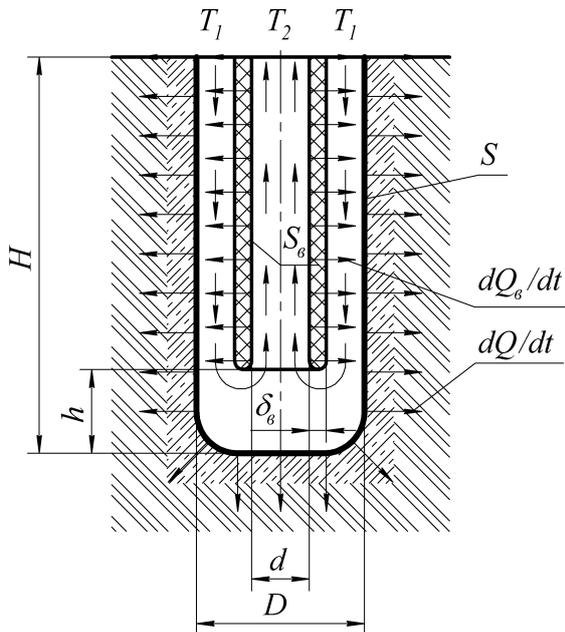


Рис. 1 – Подовжній переріз ґрунтового теплообмінника

Викладення основного матеріалу

Теплова потужність ґрунтового теплообмінника

$$P_T = \frac{V_t}{3,6} \rho C_p |T_1 - T_2|,$$

де V_t – об'ємна подача повітря в теплообмінник, м³/год; ρ – густина повітря, кг/м³; C_p – теплоємність повітря, кДж/(кг·°C).

Потужність, яка необхідна для прокачування повітря через ґрунтовий теплообмінник, визначається за формулою

$$P_{\Pi} = \frac{V_t \Delta p}{3600 \eta_{\Pi}},$$

де Δp – втрати тиску в ґрунтовому теплообміннику, Па; η_{Π} – повний ККД вентилятора.

Відомо [8], що передача енергії у формі роботи є більш цінним, ніж передача енергії у формі тепла. Електродвигун вентилятора вимагає електроенергії, яка перетворюється із теплової енергії з великими втратами. Оцінити втрати, що виникають в процесі вироблення електроенергії на електростанціях, а також при транспортуванні енергії по електричних мережах можливо за допомогою коефіцієнта корисного використання (КПВ) первинного енергоресурсу, який закріплений в німецькому стандарті DIN 4701 (ч. 10).

Згідно [9] питома витрата первинного енергоресурсу для електроенергії становить 2,8, для геотермальної енергії та інших поновлюваних джерел енергії – 1,0.

Тепер стає можливим визначити ефективну теплову потужність

$$P_e = P_T - k_{ee} P_{\Pi},$$

де k_{ee} – питома витрата первинного енергоресурсу для електроенергії, $k_{ee} = 2,8$.

Ефективна теплова енергія, яку отримаємо за час функціонування ґрунтового теплообмінника

$$E = \sum_{i=1}^n P_{ei} (t_i - t_{i-1}),$$

де P_{ei} – ефективна теплова потужність теплообмінника на i -ому інтервалі часу функціонування.

В якості критерію оптимізації використовуємо відношення E/D , яке показує не тільки скільки енергії отримуємо від теплообмінника певних розмірів, а і враховує економічні аспекти, оскільки, згідно наших попередніх досліджень [10] вартість ґрунтового теплообмінника прямо пропорційна діаметру D його обсадної труби. За аналогією з енергоозброєністю автомобіля, що представляє собою відношення потужності двигуна до маси автомобіля [11], назвемо прийнятий критерій оптимізації енергоозброєністю ґрунтового теплообмінника.

Обчислювальний експеримент проводився з використанням пакету обчислювальної гідродинаміки *ANSYS Fluent*, який в якості методу просторової дискретизації використовує метод кінцевих об'ємів з розрахунком невідомих в центрах комірок. Для зменшення кількості елементів кінцево-елементної сітки і економії обчислювальних ресурсів [6] використовували симетрію зі вказуванням умови *symmetry* на площині, що проходить через вісь теплообмінника. В якості вирішувача використовували вирішувач по тиску: на вході $T_{\Pi}(x, y, 0, t)$ задавався рівномірний профіль швидкості v (*velocity-inlet condition*), на виході передбачався постійний тиск $p = 0$ (*pressure-outlet condition*). Для моделювання турбулентності використовувалася модель Ментера (k - ω *Shear Stress Transport* або *SST* модель) [7].

Обговорення результатів

Результати обчислювального експерименту¹ з обґрунтування діаметра обсадної труби ґрунтового теплообмінника та об'ємної подачі повітря в нього представлено на рис. 2–4.

¹ $t = 10^7$ с; $H = 30$ м; $\delta_b = 0,05$ м; $\rho_r = 1600$ кг/м³; $\lambda_r = 1,45$ Вт/(м·°C), $C_r = 1350$ Дж/(кг·°C)

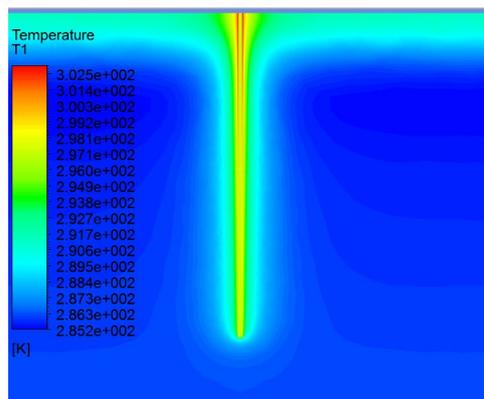


Рис. 2 – Температурне поле охолоджуваного повітря і масиву ґрунту при діаметрі обсадної труби $D = 0,35$ м і подачі повітря $V_i = 650$ м³/год для температури зовнішнього повітря $T_1 = 30$ °С і часу функціонування $t = 10^7$ с

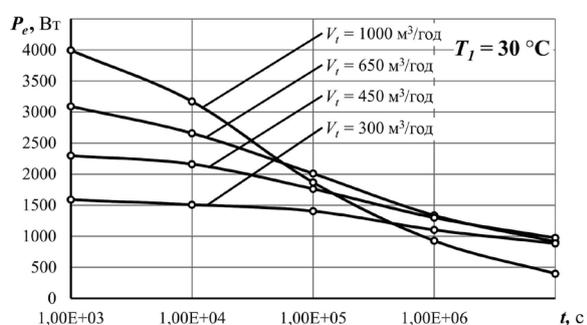


Рис. 3 – Графіки залежності ефективної теплової потужності P_e від часу функціонування ґрунтового теплообмінника t при різній об'ємній подачі повітря V_i

Для температури зовнішнього повітря $T_1 = 30$ °С і діаметра обсадної труби $D = 0,35$ м побудували графік (рис. 3), з якого видно, що з ефективна теплова потужність ґрунтового теплообмінника з часом постійно зменшується. Більш різке падіння потужності відповідає більшим подачам повітря в теплообмінник, що можна пояснити більш швидким виснаженням енергетичного потенціалу ґрунту та більшим витратам енергії на прокачування повітря крізь нього.

Для діапазону температур зовнішнього повітря $T_1 = 30-40$ °С немає явно переважного варіанту сполучення діаметру обсадної труби ґрунтового теплообмінника і подачі повітря в нього (рис. 4б-г) і можна рекомендувати декілька варіантів сполучення цих параметрів.

Як видно з рис. 4а для температури зовнішнього повітря $T_1 = 25$ °С оптимальними є значення діаметру обсадної труби $D = 0,35$ м і об'ємної подачі повітря $V_i = 650$ м³/год оскільки при цьому спостерігається максимум енергоозброєності ґрунтового теплообмінника. Тому для подальших досліджень приймаємо діаметр обсадної труби $D = 0,35$ м і об'ємну подачу повітря $V_i = 650$ м³/год.

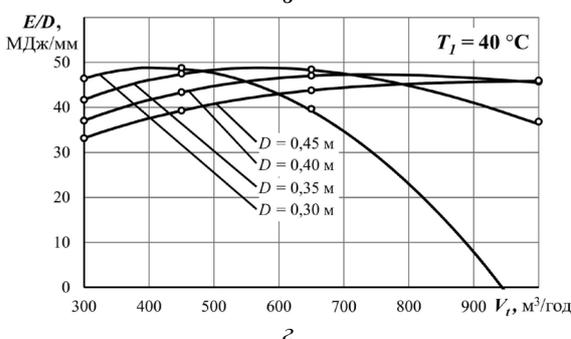
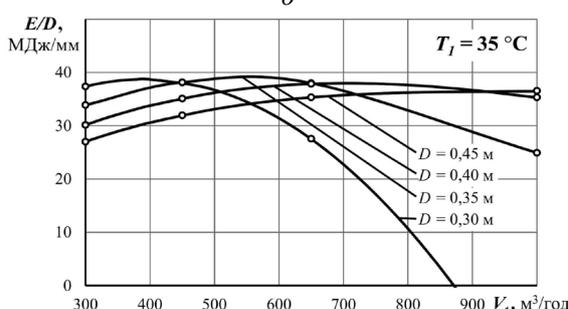
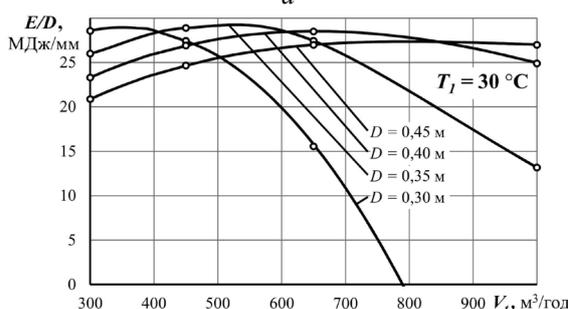
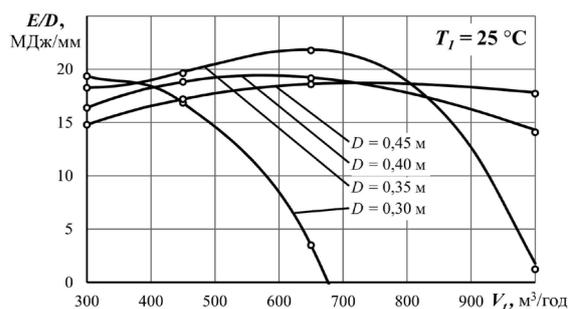


Рис. 4 – Графіки залежності енергоозброєності ґрунтового теплообмінника від діаметру обсадної труби D і об'ємної подачі повітря V_i при температурі зовнішнього повітря: а – $T_1 = 25$ °С; б – $T_1 = 30$ °С; в – $T_1 = 35$ °С; г – $T_1 = 40$ °С

Висновки

Ефективна теплова потужність ґрунтового теплообмінника з часом постійно зменшується. Більш різке падіння потужності відповідає більшим подачам повітря в теплообмінник, що можна пояснити більш швидким виснаженням енергетичного потенціалу ґрунту та більшим витратам енергії на прокачування повітря крізь нього.

Обґрунтовано діаметр обсадної труби ґрунтового теплообмінника та об'ємну подачу повітря в нього на основі максимізації введеного критерію оптимізації, який назвали енергоозброєністю ґрунтового теплообмінника, що являє собою відношення ефективної теплової енергії, яку отримаємо за час функціонування ґрунтового теплообмінника до діаметру обсадної труби.

Для діапазону температур зовнішнього повітря $T_1 = 30-40$ °C немає явно переважного варіанту сполучення діаметру обсадної труби ґрунтового теплообмінника і подачі повітря в нього і можна рекомендувати декілька варіантів сполучення цих параметрів. Для температури зовнішнього повітря $T_1 = 25$ °C оптимальними є значення діаметру обсадної труби $D = 0,35$ м і об'ємної подачі повітря $V_t = 650$ м³/год оскільки при цьому спостерігається максимум енергоозброєності ґрунтового теплообмінника.

Список літератури

1. Ковязин А. С. Обоснование соотношения площадей поперечного сечения ґрунтового теплообменника для геотермальной вентиляции. *Математичне моделювання: Науковий журнал*. Кам'янське: ДДТУ, 2016. № 2(35). С. 46–51. ISSN 2519-8106.
2. Ковязин А. С. Обоснование толщины теплоизоляции внутренней трубы ґрунтового теплообменника. *Вестник двигателестроения*. Запоріжжя: ЗНТУ, 2017. № 1(2017). С. 19–24. ISSN 1727-0219.
3. Ковязин А. С., Величко И. Г. Влияние материала и толщины стенки обсадной трубы ґрунтового теплообменника на теплоотбор из массива ґрунта. *Вісник національного університету «Львівська політехніка» «Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація»*. Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2013. № 758. С. 57–62.
4. Ковязин А. С. Влияние на энергосъем формы поперечного сечения ґрунтового теплообменника. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка «Технічні системи і технології тваринництва»*. Вип. 132. Харків, 2013. С. 251–255.
5. Shevchenko Igor, Kovyazin Alexey, Jan Radosław Kamiński, Szeptycki Aleksander. Simulation of thermal field in soil. *Problemy Inżynierii Rolniczej*. Falenty: Institute of Technology and Life Sciences, 2017. № 1(95). S. 57–65. ISSN 1231-0093.
6. Бруяка В. А., Фокин В. Г., Солдусова Е. А. и др. *Инженерный анализ в ANSYS Workbench*. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. 271 с. ISBN 978-5-7964-1392-0.
7. Menter F. R. Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows. *AIAA*. Paper 93-2906. No. 1993. 21 p.
8. Рей Д., Макмайкл Д. *Тепловые насосы*. Москва: Энергоиздат, 1982. 224 с.
9. Люке Андреас. Первичная энергия как критерий энергетической эффективности. *Энергосбережение*. Москва: Информационно-издательское предприятие «АВОК-ПРЕСС», 2011. № 4. С. 8–12.
10. Ковязин А. С., Долгих Д. А. Обоснование длины и диаметра ґрунтового теплообменника. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. Вип. 97. Т. 1. Глеваха, 2013. С. 96–105.
11. Гришкевич А. И. *Автомобили: Теория*. Минск: Выш. шк., 1986. 208 с.

References (transliterated)

1. Kovyazin, A. S. (2016), "Obosnovanie sootnosheniya ploshhadej poperechnogo sechenija ґрунтового теплообменника dlja geotermal'noj ventiljacii [Justification for ratio of cross-sectional areas of ground heat exchanger for geothermal ventilation]", *Mathematical Modeling: Scientific Journal*, no. 2(35), pp. 46–51, ISSN 2519-8106.
2. Kovyazin, A. S. (2017), "Obosnovanie tolshhiny teploizoljacii vnutrennej trubicy ґрунтового теплообменника [The rationale for the thickness of the thermal insulation the inner tube of ground heat exchanger]", *Herald of Aeroenginebuilding*, no. 1(2017), pp. 19–24, ISSN 1727-0219.
3. Kovyazin, A. S. and Velichko, I. G. (2013), "Vlijanie materiala i tolshhiny stenki obsadnoj trubicy ґрунтового теплообменника na teplootbor iz massivа ґрунта [Influence of the material and casing wall thickness of a ground heat exchanger on energy extraction rate]", *Herald of national University "Lviv Polytechnic" "Power system. Engineering the environment. Automation"*, no. 758, pp. 57–62.
4. Kovyazin, A. S. (2013), "Vlijanie na energosyom formy poperechnogo sechenija ґрунтового теплообменника [Influence of the cross-section shape of a ground heat exchanger on energy extraction rate]", *Herald of Kharkov national technical University of agriculture named Peter Vasilenko, "Technical systems and technology of animal husbandry"*, no. 132, pp. 251–255.
5. Shevchenko, I., Kovyazin A., Kamiński J. R. and Szeptycki A. (2017), "Simulation of thermal field in soil", *Problemy Inżynierii Rolniczej*, no 1(95), pp. 57–65, ISSN 1231-0093.
6. Brujaka V. A., Fokin V. G., Soldusova E. A., Glazunova N. A. and Adejanov I. E. (2010), *Inzhenernyj analiz v ANSYS Workbench [Engineering analysis in ANSYS Workbench]*, Samara State Technical University, Samara, Russia, ISBN 978-5-7964-1392-0.
7. Menter, F. R. (1993), "Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows", *AIAA*, Paper 93-2906, no. 1993, 21 p.
8. Rej, D. and Makmajkl D. (1982), *Teplovyje nasosy [Heat pumps]*, Energoizdat, Moscow, Russia.
9. Ljuka, Andreas (2011), "Pervichnaja jenergija kak kriterij energetičeskoj effektivnosti [Primary energy as a criterion of energy efficiency]", *Energy saving*, no. 4, pp. 8–12.
10. Kovyazin, A. S. and Dolgikh, D. A. (2013), "Obosnovanie dliny i diametra ґрунтового теплообменника [Ground of the length and diameter of the ground heat exchanger]", *Mechanization and electrification of agriculture*, no. 97(1), pp. 96–105.
11. Grishkevich, A. I. (1986), *Avtomobili: Teorija [Cars: Theory]*, High school, Minsk, USSR.

Надійшла (received) 31.01.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ковязин Олексій Сергійович (Ковязин Алексей Сергеевич, Kovyazin Aleksey) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Запорізька державна інженерна академія, доцент кафедри металургійного обладнання, e-mail: kvznas@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3027-872X>.

О. Н. СЛАБЧЕНКО, В. Н. ГОЛОЩАПОВ

О ХАРАКТЕРИСТИКАХ СТУПЕНИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Для осевых ступеней паровых турбин в одномерной постановке на основе анализа полных уравнений зависимостей КПД и степени реактивности рассмотрены режимы работы в особых точках – при неподвижном роторе, максимальном КПД, холостом ходу, вентиляционных режимах. Получены значения параметров ступеней на этих режимах, как для идеальной, так и реальной рабочей среды. Выявлены особенности выбора наиболее эффективных ступеней проточной части турбин при использовании их для покрытия переменной части годовых графиков электрических нагрузок энергосистем.

Ключевые слова: турбина, осевая ступень, режим работы, КПД ступени, геометрия ступени.

О. М. СЛАБЧЕНКО, В. М. ГОЛОЩАПОВ

ПРО ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЯ ОСЬОВОЇ ТУРБИНИ

Для осьових ступенів парових турбін в одновірній постановці на основі аналізу повних рівнянь залежностей ККД і ступеня реактивності розглянуті режими роботи в особливих точках – при нерухомому роторі, максимальному ККД, холостому ході, вентиляційних режимах. Отримані значення параметрів ступенів на цих режимах, як для ідеальної, так і реальної робочого середовища. Виявлені особливості вибору найбільш ефективних ступенів проточної частини турбін при використанні їх для покриття змінної частини річних графіків електричних навантажень енергосистем.

Ключові слова: турбіна, осьовий ступень, режим роботи, ККД ступеня, геометрія ступеня.

O. SLABCHENKO, V. GOLOSHCHAPOV

AXIAL TURBINE STAGE CHARACTERISTICS

Today the energy consumption structure requires using the turbine units of thermal power plants of a high power to regulate the energy system frequency and power that drop by 35 to 40 % of the rated load during the night time or stop. Nevertheless, turbine stages operate in a wide range of the mode variation ranging from those that exceed the nominal mode to pure ventilation modes. In these modes the useful mechanical energy is not only produced but it is also consumed. A stage operation quality criterion is the amount of produced energy according to the annual curve of electrical load of the turbine. To design the stages for the flow section we used one-dimensional models based on the use of ideal and real actuating media taking into consideration the branched energy loss record structure. The purpose of this research was to define the characteristics of axial stages during their operation in a wide range of modes, i.e. from the turbine rotor jerk through the modes of maximum energy efficiency and idle running to the pure ventilation mode at a zero actuating medium flow rate through the cascade. The use of complete one-dimensional equations for the cascade efficiency factor and the degree of reaction that define their geometric relations (angles α_1 and β_2), the eigenvalue U/C_0 , energy loss coefficients for guiding (ρ) and working (ψ) cascades allows us to analyze the operation of cascades of a unit height and obtain efficiency factor relationships at the stage rim for a different degree of reaction when the eigenvalue U/C_0 varies in the operation mode from $U = 0$ to the idle running and the C_z/U value is determined for the stage power consumption range. It was shown that a maximum efficiency factor of the stage has a different level at different $\sin\beta_2/\sin\alpha_1$ ratios even when the ideal actuating medium is used and it is reached at different U/C_0 values and its highest value can be obtained only at $\alpha_1 = \beta_2$ and the degree of reaction $\rho = 0$. The relationships for the determination of the efficiency factor and the eigenvalue corresponding to $\eta_{u \max}$ for ideal and real actuating media were obtained. A universal relationship of a change in the efficiency factor as a function of the eigenvalue U/C_0 was obtained taking into account energy losses. The source power required for the stage operation in the modes ranging from the idle running to pure ventilation mode was estimated and the relationship for the estimation of the coefficient of ventilation power was obtained. It was established that the idle running mode onsets when the heat difference is decreased 4.7 times in comparison with the heat difference in the mode of maximum efficiency factor, independently of the degree of reaction.

Key words: turbine, axial stage, operation mode, stage efficiency factor and the stage geometry.

Введение

Современные методы расчета трехмерных течений вязкого газа в решетках турбин [1] и оптимизации проточных частей [2] позволяют проектировать ступени турбин с высоким уровнем экологичности в довольно узких диапазонах режимов эксплуатации. При нынешней структуре потребления электроэнергии в Украине все блоки ТЭС и частично АЭС используются для покрытия переменной части графиков электрической нагрузки, при этом часто их мощность опускается до 35 % номинальной. При электрических нагрузках турбин (0,3–0,6) номинальной последние ступени ЦНД и ступени расположенных за большими отборами пара, начинают работать вентиляционных режимах [3–5]. В этих режимах ступени не вырабатывают полезную мощность, а поглощают часть

мощности вырабатываемой предыдущим ступенями. Поэтому критерием качества эти ступеней является количество выработанной ими электроэнергии в соответствии с годовым графиком электрической нагрузки турбины [6]. При проектировании таких ступеней необходимо иметь средства расчета их характеристик во всем диапазоне режимов, вплоть до режимов близких к безрасходным. Из-за отсутствия надежных методов расчета структуры потока и энергетических показателей ступеней при малых объемных расходах пара используют наиболее простые одномерные математические модели идеальных ступеней так и ступеней с более развитой структурой учета потерь [3–6]. В настоящей работе на таких моделях получены зависимости параметров ступени в широком диапазоне режимов работы, в том числе на холостом ходу и вентиляционных режимах. Уравнения, представ-

© О. Н. Слабченко, 2018

ляющие собой зависимости η_u , ρ и др. от ее геометрии ступени (углы α_1 и β_2) и параметра, характеризующего режим работы (U/C_0 или C_z/U) могут быть также использованы как для обработки экспериментальных данных и для уточнения эмпирических формул.

Цель работы

На основе широко используемой одномерной теории турбомашин определить характеристики осевых ступеней при их работе в широком диапазоне режимов – от момента неподвижного ротора через режим максимальной эффективности до ре-

жима холостого хода и режима чистой вентиляции при нулевом расходе.

Изложение основного материала

В одномерной постановке, при малых числах M_{C1} и M_{W2} , в общем виде уравнения характеристик ступени могут быть представлены в виде функций, например: $\eta_u = f(\alpha_1 = \text{const}, \beta_2 = \text{const}, U/C_0)$, $\eta_u = f(\alpha_1 = \text{const}, \beta_2 = \text{const}, C_z/U)$ и др.

С учетом уравнений [5, 7, 8] выражения для степени реактивности и окружного КПД могут быть записаны в виде:

$$\frac{\varphi^2(1-\rho)}{\varphi^2 \left(1 - (1-\rho)(1-\varphi^2) - 2\varphi \frac{U}{C_0} \sqrt{1-\rho} \cos \alpha + \left(\frac{U}{C_0} \right)^2 - k_{\text{вх}} \left[\frac{U}{C_0} - \left(\frac{U}{C_0} \right)_0 \frac{\sqrt{1-\rho}}{\sqrt{1-\rho_0}} \right]^2 \right)} = \frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2 \alpha_1}, \quad (1)$$

$$\eta_u = 2 \frac{U}{C_0} \left[\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} + \varphi \cos \beta_2 \sqrt{1 - (1-\rho)(1-\varphi^2) - 2\varphi \frac{U}{C_0} \sqrt{1-\rho} \cos \alpha + \left(\frac{U}{C_0} \right)^2 - k_{\text{вх}} \left[\frac{U}{C_0} - \left(\frac{U}{C_0} \right)_0 \frac{\sqrt{1-\rho}}{\sqrt{1-\rho_0}} \right]^2} - \frac{U}{C_0} \right]. \quad (2)$$

где $k_{\text{вх}} \left[\frac{U}{C_0} - \left(\frac{U}{C_0} \right)_0 \frac{\sqrt{1-\rho}}{\sqrt{1-\rho_0}} \right]^2 = \xi_{\text{вх}}$,

потеря от нерасчетного угла натекания потока на рабочие лопатки [4, 5].

В последнем выражении ρ_0 и $(U/C_0)_0$ параметры в точке максимума КПД. Величина коэффициента $k_{\text{вх}}$ зависит от конструктивных особенностей рабочей решетки.

Характеристики идеальной ступени ($\varphi = \psi = 1$, $k_{\text{вх}} = 0$). В этом случае уравнения (1) и (2) принимают вид:

$$\rho = 1 - \left[\frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_1} \sqrt{\left(\frac{U}{C_0} \right)^2 \left(\frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2 \alpha_1} \cos^2 \alpha_1 + 1 \right) + 1 - \frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2 \alpha_1} \cos \alpha_1 \frac{U}{C_0}} \right]^2, \quad (3)$$

$$\eta_u = 2 \frac{U}{C_0} \left(\cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} + \cos \beta_2 \sqrt{1 - 2 \frac{U}{C_0} \sqrt{1-\rho} \cos \alpha + \left(\frac{U}{C_0} \right)^2} - \frac{U}{C_0} \right) \quad (4)$$

Решения уравнений (3) и (4) для идеальной ступени приведены на рис. 1а. На рис. 1б приведены решения уравнения (5), которое получено из (4), используя соотношения из треугольников скоростей:

Номера кривых 1, 2, 3, соответственно относятся к ступеням с $\beta_2 = 25^\circ, 14^\circ, 9^\circ$ и $\alpha_1 = 14^\circ$.

На рис. 1 выделены наиболее важные точки характеристики ступени. В точке А – $\eta_u = \eta_{u\text{max}}$; $U/C_0 = (U/C_0)_{\eta_{u\text{max}}}$. В точке А₁ – $\rho = \rho_{\eta_{u\text{max}}}$. В точках D и D₁, $U = 0$ (ротор неподвижен) $(\eta_u)_{D, D_1} = 0$, $\rho = \rho_{D_1}$. Точка E соответствует режиму холостого хода, при котором вырабатываемая мощность ступени равна нулю, следовательно $(\eta_u)_E = 0$, $\rho = \rho_E$. В этой точке $U/C_0 > 0$ и $C_z/U > 0$, а это значит, что даже в отсутствие трения при заданном U для поддержания режима холостого хода к ступени необходимо подводить определенное количество энергии. Как видно из рис. 1 в зависимости от степени реактивности в точке максимального КПД количество подведенной к ступени на холостом ходу существенно отличается.

Значения параметров ступени в максимуме КПД (точка А) получим из (5). Продифференцируем это уравнение по C_z/U и приравняем к нулю, найдем:

$$\eta_u = \left\{ 1 + \frac{\left(\frac{C_z}{U} \right)^2 + \left(\frac{C_z}{U} \text{ctg} \beta_2 - 1 \right)^2}{2 \left[\frac{C_z}{U} (\text{ctg} \alpha_1 + \text{ctg} \beta_2) - 1 \right]} \right\}^{-1}, \quad (5)$$

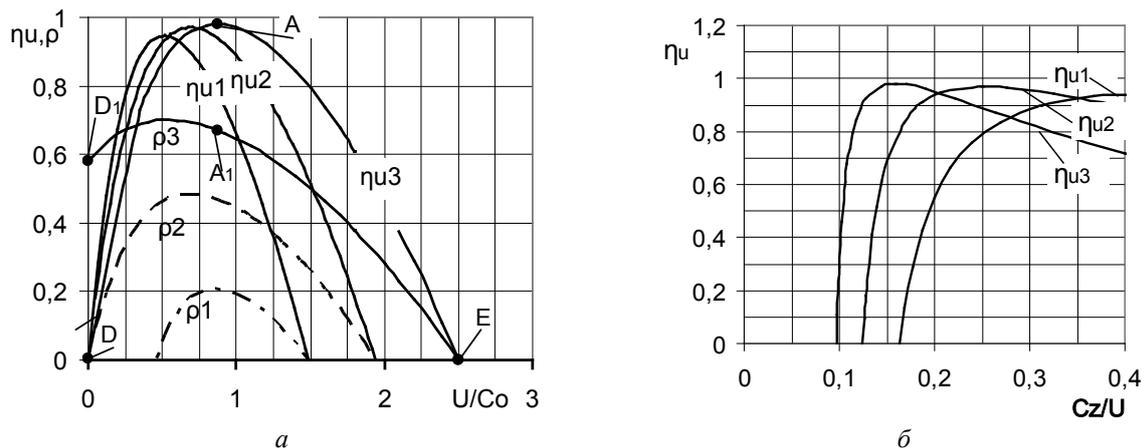


Рис. 1 – Характеристики ступеней:
 а – $\eta_u = f(U/C_0)$, $\rho = f(U/C_0)$; б – $\eta_u = f(C_z/U)$

$$\left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}} = \frac{1 + \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_1}}{\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2} \quad (6)$$

После подстановки (6) в (5) получим выражение для η_u в точке А

$$\eta_{u, \max} = \left\{ 1 + \frac{\left[\left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}}\right]^2 + \left[\left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}} \operatorname{ctg} \beta_2 - 1\right]^2}{2 \left[\left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}} (\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2) - 1\right]} \right\}^{-1} \quad (7)$$

При помощи уравнения

$$\left(\frac{U}{C_0}\right)_{\eta_{u, \max}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{\sin^2 \beta_2} \left[\left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}}\right]^2 + 2 \left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}} \frac{\cos \alpha_1}{\sin \alpha_1} - 1}} \quad (8)$$

и не сложных преобразований (1) можно найти и выражения для $\rho_{\eta_{u, \max}}$.

Зависимость параметров ступени в точке А от $S = \sin \beta_2 / \sin \alpha_1$ приведена на рис. 2.

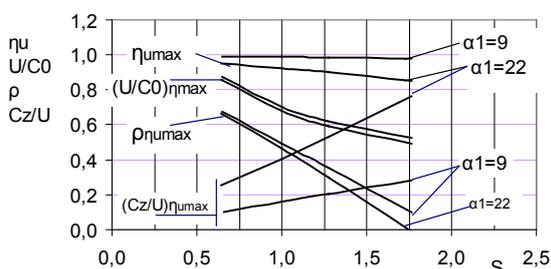


Рис. 2 – Зависимость параметров ступени в точке максимума КПД от параметра S

Как видно из рис. 2 при отношении S проходной площади рабочей решетки к проходной площади сопловой решетки равной около 1,7 $\rho_{\eta_{u, \max}} \approx 0$, а $(U/C_0)_{\eta_{u, \max}} \approx 0,5$. Влияние углов α_1 на эти параметры незначительно. Значения $\eta_{u, \max}$ при малых углах α_1 практически не зависит от S, но

при больших α_1 заметно падает. Относительная пропускная способность ступени $(C_z/U)_{\eta_{u, \max}}$ возрастает с ростом S и α_1 .

Уравнение для угла выхода потока из ступени α_2 в точке максимума КПД получим, из (2):

$$\eta_u = \left[1 + \frac{\operatorname{ctg}^2 \alpha_2 + 1}{2(\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \alpha_2)(\operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \alpha_2)} \right]^{-1} \quad (9)$$

Дифференцируя уравнение (9) по $\operatorname{ctg} \alpha_2$ и приравнявая результат к нулю, находим

$$\alpha_{2\eta_{u, \max}} = 90 - \frac{\alpha_1 - \beta_2}{2} \quad (10)$$

Отсюда следует, что только при равенстве углов α_1 и β_2 в точке максимального КПД $\alpha_{2\eta_{u, \max}} = 90^\circ$. При $\alpha_1 > \beta_2$, $\alpha_{2\eta_{u, \max}} < 90^\circ$. При $\alpha_1 < \beta_2$, $\alpha_{2\eta_{u, \max}} > 90^\circ$.

На холостом ходу ступени (точка E) $\eta_{xx} = \eta_u = 0$ из (4) и (5) получаем:

$$\left(\frac{U}{C_0}\right)_{xx} = \sin \alpha_1 (\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2), \quad (11)$$

$$\left(\frac{C_z}{U}\right)_{xx} = \frac{1}{\operatorname{ctg}\alpha_1 + \operatorname{ctg}\beta_2}, \quad (12)$$

$$\rho_E = \rho_{xx} = 0. \quad (13)$$

Из уравнения (2), также следует, что при $U=0$, $U/C_0=0$, $\eta_u=0$ (точка D), в точках D_1

$$\rho_{D_1} = 1 - \frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2 \alpha_1}. \quad (14)$$

Из (14) следует, что в ступенях с $\alpha_1 > \beta_2$ не существует режимов, в которых степень реактивности отрицательна.

Характеристик ступеней при решении прямых и обратных задач. Как в научной, так и в учебной литературе [8, 9 и др.] часто приводится решение обратной задачи, в которой используется функция $\eta_u = f(\alpha_1 = \text{const}, \rho = \text{const}, U/C_0)$. В [9] эта функция при $\alpha_1 = \text{const}$ и $\rho = 0$ представлена в виде:

$$\eta_u = 4 \frac{U}{C_0} \left(\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_0} \right). \quad (15)$$

Приведенные в [9] решения (15) $\eta'_{u \max} = \cos^2 \alpha_1$, $(U/C_0)'_{\eta_{u \max}} = \cos \alpha_1 / 2$, $\alpha_2 = 90^\circ$ относятся к ступени, у которой при заданных α_1 и $\rho = 0$ наибольший КПД по сравнению с другими ступенями с такими же α_1 и $\rho = 0$. Для ступени с наибольшим КПД

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_0}} = 2 \operatorname{tg} \alpha_1. \quad (16)$$

По формуле (16) при $\alpha_1 = 13^\circ$, $\beta_2 = 24,8^\circ$. На рис. 3 приведено решение (15) для $\alpha_1 = 13^\circ$ [9] (жирная линия) и характеристики ступеней 1, 2, 3, 4 с углами $\alpha_1 = 13^\circ$ и $\beta_2 = 14^\circ, 25^\circ, 50^\circ$ и 85° , соответственно. Каждому значению U/C_0 в точках пересечения кривых соответствует η_u ступени с $\alpha_1 = 13^\circ$, $\rho = 0$ и одному из перечисленных углов β_2 .

Из (15) видно, что при $\eta_u = 0$, $U/C_0 = \cos \alpha_1$ (см. (15)). Точка с этими координатами находится на характеристике ступени с $\beta_2 = 90^\circ$.

Из приведенного следует, что при решении таких обратных задач, значение оптимального КПД, удовлетворяющего условиям обратной задачи будет всегда меньше максимального КПД, выбранной ступени.

Характеристики ступени с учетом дополнительной потери при нерасчетном угле входа потока на рабочую решетку и коэффициентов скорости φ и ψ

Влияние потерь, учитываемых коэффициентами φ и ψ на характеристики ступени (см. рис. 1а и рис. 4а) проявляется в снижении

КПД и смещении максимума КПД в сторону меньших значений U/C_0 . Зависимости $\rho = f(U/C_0)$ и $\eta_u = f(U/C_0)$ в основном видоизменяются из-за дополнительной потери из-за нерасчетного угла входа потока на рабочую решетку (рис. 4а). Значения U/C_0 при $\eta_u = 0$ становятся существенно меньше, чем у ступеней без потерь (рис. 1а), а значение степени реактивности в этой точке у всех ступеней близко к 0,5. Влияние потерь на зависимости $\eta_u = f(C_z/U)$ менее значительно. Это связано с тем, что в точке $\eta_u = 0$ $C_{1z} = C_{2z}$, $C_{1u} = C_{2u}$ и при фиксированных углах α_1 и β_2 отношение C_z/U практически не зависит от уровня потерь в ступени. Так, например, для ступени $\alpha_1 = 14^\circ$ и $\beta_2 = 25^\circ$ с учетом потерь $C_z/U = 0,163$, а без учета потерь $C_z/U = 0,168$.

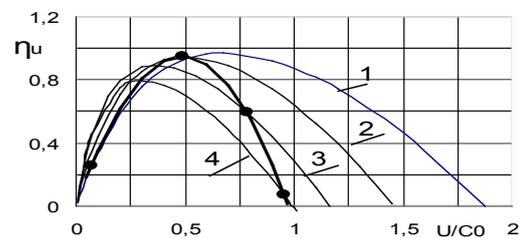


Рис. 3 – Зависимости КПД от U/C_0 : жирная линия – решение (15) для $\alpha_1 = 13^\circ$ и $\rho = 0$ [9]; 1–4 – характеристики ступеней 1, 2, 3, 4 с углами $\alpha_1 = 13^\circ$ и $\beta_2 = 14^\circ, 25^\circ, 50^\circ$ и 85° , соответственно

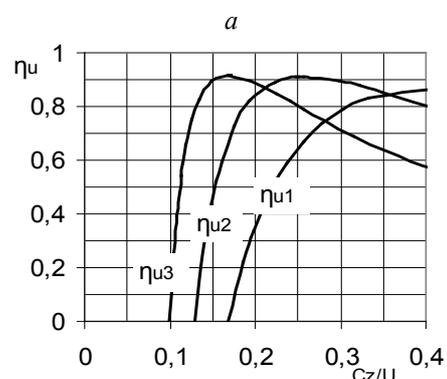
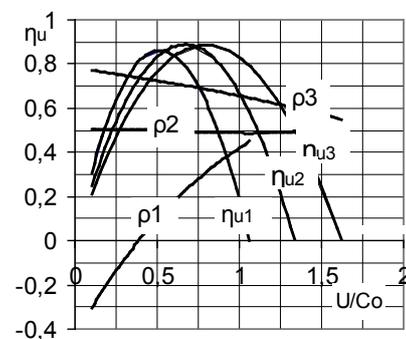


Рис. 4 – Характеристики ступеней с учетом потери от нерасчетного угла натекания:

а – $\eta_u = f(U/C_0)$, $\rho = f(U/C_0)$; б – $\eta_u = f(C_z/U)$

Из этого следует, что объемный расход, рассчитанный по $(C_z/U)_{xx}$ является более надежным по сравнению с другими показателями критерием оценки момента перехода ступени на режим холостого хода.

Зависимости $\eta_u/\eta_{u\max}$ от $(U/C_0)/(U/C_0)_{\eta_{u\max}}$ и от $(C_z/U)/(C_z/U)_{\eta_{u\max}}$. Для описания этих зависимостей введем следующие обозначения:

$$\bar{\eta}_u = \frac{\eta_u}{\eta_{u\max}}, \quad \left(\frac{U}{C_0}\right) = \frac{U/C_0}{(U/C_0)_{\eta_{u\max}}},$$

$$\left(\frac{U}{C_0}\right)_{xx} = \frac{(U/C_0)_{xx}}{(U/C_0)_{\eta_{u\max}}}.$$

В литературе приведено много результатов испытаний натуральных и особенно моделей ступеней. Полностью обобщить эти материалы невозможно, так как КПД ступени зависит от множества конструктивных особенностей и режимных параметров. Однако, такие зависимости как КПД от U/C_0 и от C_z/U представляют определенный практический интерес.

В ЛКИ [10] была проведена статистическая обработка большого количества результатов испытаний ступеней в своих лабораториях и других организаций. Многие из этих испытаний выполнены в широком диапазоне режимов, включая и вентиляционные режимы. В результате этой обработки была получена формула

$$\frac{\eta_{oi}}{\eta_{oi\max}} = 2,1 \left(\frac{U}{C_0}\right) - 1,19 \left(\frac{U}{C_0}\right)^2 + 0,09 \left(\frac{U}{C_0}\right)^3. \quad (17)$$

Отмечается, что формула хорошо описывает изменение КПД малой средней верности.

Анализ приведенных выше характеристик идеальных ступеней показывает, что строгой аналитической зависимости для всех ступеней не существует. Однако, зависимости КПД от U/C_0 отдельных ступеней с углами α_1 от 9° до 18° и β_2 от 10° до 33° довольно точно можно представить в виде парабол третьей степени

$$\bar{\eta}_u = (2 + \Lambda) \left(\frac{U}{C_0}\right) - (1 + 2\Lambda) \left(\frac{U}{C_0}\right)^2 + \Lambda \left(\frac{U}{C_0}\right)^3, \quad (18)$$

где $\Lambda = \frac{(U/C_0)_{xx} - 2}{((U/C_0)_{xx} - 1)^2}$.

Для указанного диапазона ступеней, параметры которых рассчитаны с учетом потерь

$$\bar{\eta}_u = 2,09529 \left(\frac{U}{C_0}\right) - 1,19058 \left(\frac{U}{C_0}\right)^2 + 0,09529 \left(\frac{U}{C_0}\right)^3. \quad (19)$$

Величина $\Lambda = 0,09529$ является средним значением для всех ступеней.

Заметим, что последнее уравнение практически не отличается от (17).

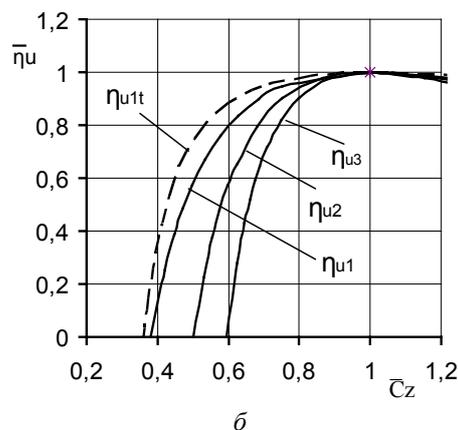
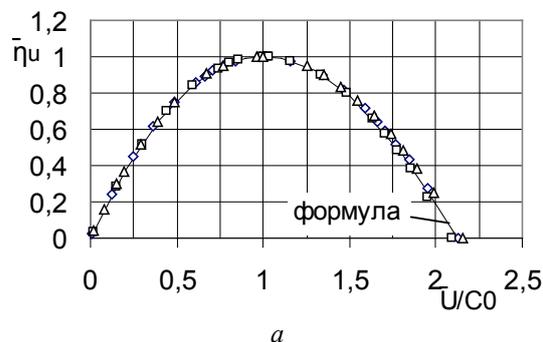


Рис. 5 – Зависимость КПД ступеней: а – от U/C_0 ; б – C_z

На рис. 5а точками обозначены значения КПД трех ступеней (см. рис. 1). Сплошная линия расчет по формуле (19). На рис. 5б приведены зависимости КПД от C_z для тех же ступеней. Пунктирная линия относится к ступени № 1 без потерь.

Из вышеприведенного следует, что любая ступень ($U = \text{const}$) переходит в режим холостого хода при уменьшении теплоперепада в точке максимального КПД в 4,4 раза (рис. 5а). Величина C_z представляет собой относительный объемный расход ($U = \text{const}$), значение которого на холостом ходу в основном зависит от отношения $S = \sin \beta_2 / \sin \alpha_1$. При $S \sim 1,8$ ($\rho_{\eta_{u\max}} \sim 0$) объемный расход на холостом ходу составляет примерно 35 % от расхода в точке максимума КПД, а при $S \sim 0,65$ ($\rho_{\eta_{u\max}} \sim 0,6$) около 60 % (рис. 5б).

Характеристики ступени на холостом ходу и в режимах с вентиляцией. В точке E полезная мощность ступени равна нулю. Однако, подводимая от потока энергия не равна нулю и при фиксированной окружной скорости определяется параметром $(U/C_0)_{xx}$. Чем больше $(U/C_0)_{xx}$ тем меньше энергии требуется для поддержания режима холостого хода. Режиму холостого хода соответствуют параметры: $\eta_{ixx} = 0, C_{zxx}, C_{0xx}, U_{xx}, G_{xx}$. Секундная

энергия потока (мощность потока) подведенная к ступени на холостом ходу с учетом того, что $\rho_{xx} = 0$:

$$N_{xx} = \frac{1}{2} G_{xx} C_{0xx}^2 = \frac{1}{2} C_{zxx} C_{1xx}^2 = \frac{1}{2} \frac{C_{zxx}^3}{\sin^2 \alpha_1} \frac{F}{V}, \quad (20)$$

где $F = \pi D_{cp} l$.

При некотором расходе $G_{ixx} < G_{xx}$ в одноступенчатой турбине устанавливается окружная скорость U_{ixx} при этом мощность потока

$$N_{ixx} = \frac{1}{2} G_{ixx} C_{0ixx}^2 = \frac{1}{2} \frac{C_{zixx}^3}{\sin^2 \alpha_1} \frac{F}{V}. \quad (21)$$

Очевидно, что для того чтобы при заданном расходе G_{ixx} повысить окружную скорость от U_{ixx} до U_{xx} к ступени необходимо подвести энергию от внешнего источника, мощность которого должна быть равной

$$\begin{aligned} N_{внi} &= N_{xx} - N_{ixx}, \\ N_{внi} &= \frac{1}{2} \frac{C_{zxx}^3 - C_{zixx}^3}{\sin^2 \alpha_1} \frac{F}{V} = \frac{1}{2} \frac{FC_{zxx}^3}{V \sin^2 \alpha_1} \left(1 - \frac{C_{zixx}^3}{C_{zxx}^3} \right) = \\ &= C_{вzi} \frac{\pi D_{cp} l C_{zxx}^3}{2 V}, \end{aligned}$$

$$\text{где } C_{вzi} = \frac{1}{\sin^2 \alpha_1} \left(1 - \frac{C_{zixx}^3}{C_{zxx}^3} \right).$$

В безрасходном режиме $C_{zixx} = 0$

$$N_{в} = \frac{1}{2} \frac{C_{zxx}^3}{\sin^2 \alpha_1} \frac{F}{V} = C_{вz} \frac{\pi D_{cp} l C_{zxx}^3}{2 V}, \quad (22)$$

где $C_{вz} = 1/\sin^2 \alpha_1$.

Мощность $N_{в}$ внешнего источника необходимую для вращения рабочего колеса ступени с окружной скоростью U_{xx} называют вентиляционной или мощностью вентиляции. В многоступенчатых турбинах уже при мощностях 0,3–0,5 от номинальной КПД последних ступеней становится равным нулю. При дальнейшем снижении мощности турбины эти ступени начинают поглощать часть мощности, вырабатываемой предыдущими ступенями, которые и являются внешним источником энергии для последних ступеней.

Отношение поглощаемой мощности при некотором расходе G_i к мощности на без расходном режиме равно отношению коэффициентов

$$\bar{C} = \frac{C_{вzi}}{C_{вz}} = 1 - \frac{C_{zixx}^3}{C_{zxx}^3} = 1 - \left(\frac{C_{zixx}}{C_{zxx}} \right)^3. \quad (23)$$

На рис. 6 представлены значения \bar{C} рассчитанные по формуле (23) (сплошная линия) и экспериментальные значения [3] (точки).

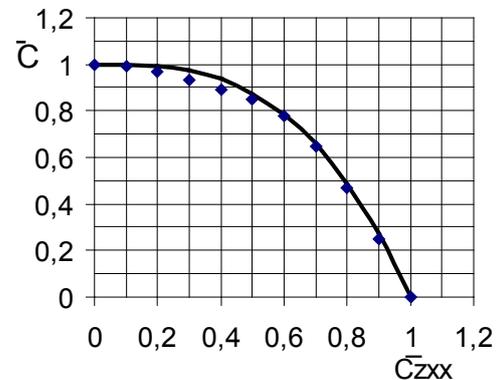


Рис. 6 – Зависимость коэффициента \bar{C} от \bar{C}_{zxx} : сплошная линия – по формуле (23); точки – экспериментальные значения [3]

Умножим разделим (19) на U^3 и с учетом (11) получим выражение для мощности вентиляции через окружную скорость

$$N_{в} = \frac{\pi C_{ви} D_{cp} l U_{xx}^3}{2 V}. \quad (24)$$

$$\text{где } C_{ви} = \frac{1}{\sin^2 \alpha_1 (\text{ctg} \alpha_1 + \text{ctg} \beta_2)^3}.$$

По результатам расчетов ступеней с углами α_1 от 9° до 22° и углами β_2 от 5° до 45° получена зависимость коэффициента вентиляционной мощности C_{0s} от $C_{ви}$:

$$C_{0s} = 1,6795 C_{ви} + 0,0072. \quad (25)$$

В табл.1 приведены значения коэффициентов вентиляционной мощности, рассчитанных по параметрам ступеней ЦНД турбины Т–250/300. Из многочисленных формул, приведенных в [11] выбраны только те формулы, у которых рассчитанные значения мощности вентиляции удовлетворительно совпадают с данными испытаний ступеней. Как видно из табл. 1 значения C_{0s} находятся внутри диапазона значений C в наиболее часто используемых.

Таблица 1 – Параметры ступеней ЦНД турбины Т– 250/300– 23,5

Параметры	Номер ступени		
	29	30	31
D_{cp} , м	1,87	2,075	2,37
U , м/с	293,59	326	372
l , м	0,42	0,625	0,92
V_{cp} , мм	70	70	80
α_1 , град	17,4	6,1	19,5
β_2 , град	21,97	21,1	25,5

Таблица 2 – Значения коэффициентов С из [11] и рассчитанных по формуле (25)

Автор формулы	Обозначение		Коэффициент С	
Пономарев	C_0	0,0876	0,1003	0,1180
Траупель	C	0,0812	0,0958	0,1160
Неуймин	—	0,0950	0,0830	0,1362
Генрих	—	0,1093	0,1104	0,1183
English Electric	—	0,0959	0,0969	0,1039
Metro Wicker's	—	0,1201	0,1213	0,1301
Марков и Терентьев	—	0,0918	0,1149	0,1411
—	C_{0s}	0,1100	0,1053	0,1334

Объемный расход на холостом ходу

$$(GV)_{xx} = \left(\frac{C_z}{U} \right)_{xx} \pi D_{cp} I U_{xx} = \frac{1}{\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2} \pi D_{cp} I U_{xx}. \quad (26)$$

Отношение G_{xx} к $G_{\eta_{u \max}}$ при $U = \text{const}$

$$\overline{G_{xx}} = \frac{G_{xx}}{G_{\eta_{u \max}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_1}} = \frac{1}{1 + S}. \quad (27)$$

С другой стороны, если выразить расход в точке максимума КПД из уравнения (2) то от ношение G_{xx} к $G_{\eta_{u \max}}$ примет вид:

$$\overline{G_{xx}} = \frac{G_{xx}}{G_{\eta_{u \max}}} = \frac{(U/C_0)_{\eta_{u \max}}^2}{\frac{1}{2} \eta_{u \max} + (U/C_0)_{\eta_{u \max}}^2}.$$

Эта формула впервые получена проф. Пономаревым В.Н. [12].

Выводы

Для идеальной ступени приведены формулы для расчета параметров ступени: η_u , ρ , U/C_0 , C_z/U , α_2 в точках максимума КПД и $\eta_u = 0$.

Показано, что уравнение

$$\eta_u = 4 \frac{U}{C_0} \left(\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_0} \right)$$

не является характеристикой какой либо ступени. Значения η_u принадлежат ступеням с одинаковыми α_1 , $\rho = 0$ и разными углами β_2 .

Потери от нерасчетного угла натекание потока на рабочие лопатки существенно снижают $(U/C_0)_{xx}$. А степень реактивности изменяется так, что во всех ступенях $\rho_{xx} \rightarrow 40-50\%$.

Характеристики большинства ступеней могут быть представлены в виде

$$\overline{\eta_u} = (2 + \Lambda) \left(\frac{U}{C_0} \right) - (1 + 2\Lambda) \left(\frac{U}{C_0} \right)^2 + \Lambda \left(\frac{U}{C_0} \right)^3.$$

Показано, что мощность вентиляции по модулю равна секундной энергии потока (мощности потока) на холостом ходу ступени. Рассчитанные по приведенным формулам коэффициенты вентиля-

ционной мощности удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными.

По отношению к режиму $\eta_u = \eta_{u \max}$ диапазон режимов по U/C_0 от $\overline{U/C_0} = 1$ до $(\overline{U/C_0})_{xx} \approx 2,1$ практически для всех ступеней одинаковый. Поэтому независимо от степени реактивности на режиме $\eta_u = \eta_{u \max}$ режим холостого хода наступает при уменьшении теплоперепада примерно в четыре (4,4) раза по отношению к теплоперепаду на режиме $\eta_u = \eta_{u \max}$.

Поэтому значение объемного расхода на холостом ходу, рассчитанное по формуле

$$(GV)_{xx} = \frac{1}{\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2} \pi D_{cp} I U_{xx}$$

является наиболее точным, чем рассчитанное по другим формулам.

Объемный расход на холостом ходу зависит от $S = \sin \beta_2 / \sin \alpha_1$. Для активных ступеней ($S \sim 1,8$; $\rho_{\eta_{u \max}} \sim 0$) объемный расход на холостом ходу составляет примерно 35 % от расхода в точке максимума КПД. Для реактивных ступеней ($S \sim 0,65$; $\rho_{\eta_{u \max}} \sim 0,6$) – около 60 %.

Список литературы

1. Ершов С. В. Программный комплекс для расчета пространственных течений вязкого газа в решетках турбомашин. *Проблемы машиностроения*. 2012. Т. 15, № 3. С. 15–23. ISSN 0131-2928.
2. Бойко А. В., Усатый А. П., Руденко А. С. *Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2014. 220 с.
3. Пономарев В. Н. *Исследование последних ступеней мощных паровых турбин в диапазоне режимов работы от номинальной нагрузки до холостого хода*: автореферат дис. ... д-ра техн. наук. 1977. Харьков. 55с.
4. Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. *Переменные и переходные режимы в паровых турбинах*. Москва: Энергоиздат, 1982. 494 с.
5. Капинос В. М., Гаркуша А. В. *Переменный режим работы паровых турбин*. Киев: Вища школа, 1989. – 175 с.
6. Слабченко О. Н., Зайцев М. В., Козлоков А. Ю., Золотухин А. Д. Оценка эффективности работы ЦНД турбины Т-250/300-23.5 Харьковской ТЭЦ-5. *Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и теплофизические процессы и оборудование*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. № 5. С. 41–48. ISSN 2078-774X.
7. Слабченко О. Н. К одномерной теории идеальной ступени осевой турбины. *Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетиче-*

- ские и теплофизические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХП», 2013. № 13. С. 149–156. ISSN 2078-774X.
8. Щегляев А. В. *Паровые турбины*. Москва: Энергия, 1976. 368 с.
 9. Кириллов И. И. *Теория турбомашин*. Ленинград: Машиностроение, 1972. 536 с.
 10. Топунов А. М. *Работа судовых турбин с отбором и потреблением энергии*. Ленинград: Судостроение, 1978. 216 с.
 11. Неуймин В. М. Математические зависимости для оценки вентиляционных потерь мощности в ступенях осевых турбомашин и их анализ. *Новое в российской электроэнергетике*. 2004. № 10. С. 24–42.
 12. Пономарев В. Н. Исследование работы турбинной ступени на частичных нагрузках. *Энергомашиностроение*. 1970. № 2. С. 101–107.
 4. Samojlovich G. S. and Trojanovskij B. M. (1982), *Peremennye i perehodnye rezhimy v parovyh turbinah* [Variables and transients in steam turbines], Jenergoizdat, Moscow, 494 p.
 5. Kapinos V. M., Garkusha A. V. (1989), *Peremennyj rezhim raboty parovyh turbin* [Alternating mode of operation of steam turbines], Vishha shkola, Kiev, 175 p.
 6. Slabchenko O. N., Zajcev M. V., Kozlov A. Ju. and Zolotuhin A. D. (2012), "Ocenka jeffektivnosti raboty CND turbiny T-250/300-23.5 Har'kovskoj TJeC-5 [Evaluation of the effectiveness of the LPC of turbine T-250/300-23.5 Kharkiv CHPP-5]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 5, pp. 41–48, ISSN 2078-774X.
 7. Slabchenko O. N. (2013), "K odnomernoj teorii ideal'noj stupeni osevoj turbiny [One-dimensional theory of ideal stage axial turbine]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 13, pp. 149–156, ISSN 2078-774X.
 8. Shhegljaev A. V. (1976), *Parovye turbiny* [Steam turbine], Jenergija, Moscow, 368 p.
 9. Kirillov I. I. (1972), *Teoriya turbomashin* [Theory of turbomachines], Mashinostroenie, Leningrad, 536 p.
 10. Topunov A. M. (1978), *Rabota sudovyh turbin s otborom i potrebleniem jenergii* [The operation of the ship turbines with the selection and consumption of energy], Sudostroenie, Leningrad, 216 p.
 11. Neujmin V. M. (2004), "Matematicheskie zavisimosti dlja ocenki ventiljacionnyh poter' moshhnosti v stupenjah osevyh turbomashin i ih analiz [Mathematical relations for estimation of the ventilation power losses in the stages of axial turbomachines and their analysis]", *Novoe v rossijskoj jelektrojenergetike* [New in Russian power sector], no. 10, pp. 24–42.
 12. Ponomarev V. N. (1970), "Issledovanie raboty turbinnoj stupeni na chastichnyh nagruzkah [A study of the operation of a turbine stage on partial loads]", *Jenergomashinostroenie* [Engineering], no. 2, pp. 101–107.

Bibliography (transliterated)

Поступила (received) 08.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Слабченко Олег Миколайович (Слабченко Олег Николаевич, Slabchenko Oleg) – професор кафедри турбінобудування; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: slbchnk@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2825-8199>.

Голощанов Володимир Миколайович (Голощанов Владимир Николаевич, Goloshchapov Vladimir) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

O. TRETIAK**PECULIARITIES OF DESIGNING OF SUSPENSIONS FOR STATORS OF HIGH POWER TURBOGENERATORS**

The analysis of existing designs of the stator fastening of Turbogenerators of various design versions is carried out. It is shown that the application of a spring suspension is the integral part of the design of Turbogenerators rated 100 MW and higher. The detailed calculation of the complex stressed state of the stators suspension of Turbogenerators manufactured at SE "PLANT "ELECTROTYAZHMASH" rated 200 MW and 250 MW with hydrogen and hydrogen-water cooling is submitted in the scientific work, taking into account the uneven thermal distribution along the horizontal axis of the aggregate for some number of electrical-sheet steels. The various types of the stator deformation caused by a number of forces are considered. It is proposed to carry out the calculation of mechanical stresses by iterative execution of mechanical and thermal calculations coordinated with electrical stresses. As limiting conditions for taking into account of forces caused by temperature changes, the limiting conditions of the first kind were considered. At that, in the mechanical calculation, it is necessary to take into account the design peculiarities for each row of springs, taking into consideration the correction for temperature. The key factor is the difference between the calculated vibrations for a stand separately core and its installation in to the casing with suspension, depending up on the modulus of elasticity of the stacked up laminated core for electrical-sheet steels 3413, 3414 GOST21427.1-83, M270-50A. The possibility of changing of steel 38X2H2BA to steel 34CrNiMo6 and steel 40NiCrMo7 is shown, provided that the GOST8479-70 complies with the same strength group.

Keywords: turbogenerator, spring suspension, limiting conditions, active steel, the stator casing.

O. В. ТРЕТЯК**ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ПІДВІСОК СТАТОРІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ ВЕЛИКИХ ПОТУЖНОСТЕЙ**

Виконано аналіз існуючих конструкцій кріплення статора турбогенераторів різних виконань. Проведено детальний розрахунок складнонапруженого стану підвіски статора турбогенератора з урахуванням нерівномірності теплового розподілу уздовж горизонтальної осі агрегату для ряду електротехнічних сталей. Запропоновано виконувати розрахунок механічної напруги шляхом ітеративного виконання механічного та теплового розрахунку, узгоджених з електричним. Вказана можливість заміни сталі 38X2H2BA на 34CrNiMo6 та 40NiCrMo7 за умови відповідності ГОСТ 8479-70 для тієї ж групи міцності.

Ключові слова: турбогенератор, пружинна підвіска, граничні умови, активна сталь, корпус статора.

A. В. ТРЕТЬЯК**ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОДВЕСОК СТАТОРОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ**

Выполнен анализ существующих конструкций крепления статора турбогенераторов различных исполнений. Проведен детальный расчет сложнонапряженного состояния подвески статора турбогенератора с учетом неравномерности теплового распределения вдоль горизонтальной оси агрегата для ряда электротехнических сталей. Предложено выполнять расчет механических напряжений путем итерационного выполнения механического и теплового расчета, согласованных с электрическим. Указана возможность замены стали 38X2H2BA на 34CrNiMo6 и 40NiCrMo7 при условии соответствия ГОСТ 8479-70 для той же группы прочности.

Ключевые слова: турбогенератор, пружинная подвеска, граничные условия, активная сталь, корпус статора.

Introduction

Carried out analysis of the technical condition of the Turbogenerators equipment of Ukraine indicates that the majority of Turbogenerators have worked out their service life. Turbogenerators and Hydrogenerators designs are outdated and their technical condition no longer meets the modern requirements for efficiency, reliability and maneuverability. At the present time due to the urgent need to bring the equipment indices to the European standards, in connection with the future integration of the United Power System (UPS) of Ukraine with the European Power System (EPS), there is an urgent need to modernize existing and create new highly economic Turbogenerators.

Due to the above mentioned reason, the creation of new highly efficient types of Turbogenerators and Hydrogenerators put in to practice a set of measures on modernizing of existing equipment in order to

bring the Turbogenerators to modern requirements while increasing their power and overload capacity are extremely modern and important tasks.

Turbogenerator design is developed in such a way that there are active and design elements. In order to provide reliable operation of the active elements of Turbogenerators there are design namely housing parts, suspension and bearing elements, pressing down fastening elements of "active steel" and e. t. c.

Calculations and peculiarities of modeling the electrical parameters of Turbogenerators are considered in the scientific works of Milykh V. I. [1], Shevchenko V. V. [2] and others. Along with this the problems of constructive parts are not considered in detail since they are not so obvious and their solution sometimes requires a profound change in the entire design. The solution of these problems is presented in the scientific works of Minko A. N. [3], Kobzar K. A. [4].

© O. Tretiak, 2018

In connection with the qualitative leap of computer technology at this stage of technical development it becomes possible to revise the existing methods of calculation and design to create qualitatively new designs that have high reliability and optimal mass-dimensional indices.

Purpose of Work

Carry out the analysis of the ways in order to improve existing designs of the stator suspensions of Turbogenerators. Propose the calculating method of the stator suspension which takes into account the uneven thermal loads at determining of the mechanical characteristics.

Design Peculiarities of the Stator Fastening of Two-Poles Turbogenerator

The pioneers of the generator engineering, Rabinovich V. M., Spivak B. V., Chigirinsky A. A. submitted a strict definition of the stator suspension of the Turbogenerator. In order to isolate the baseplate and foundation of the Turbogenerator from the vibrations of the stator core under the influence of the magnetic attraction of the poles of the rotating rotor, the flexible fastening of the active iron in the stator casing is usually performed using plates tangentially arranged at several points along the circumference and along the length of the Turbogenerator. The plates forming flat springs are arranged symmetrically to the axis of the machine along the two forming element of the cores and attached to it and to the baseplate in turn at several points.

Application of the designs with put into practice of additional flexible elements, as a rule, is the most suitable for Turbogenerators rated over 100 MW.

Let's consider the design of two-poles Turbogenerator manufactured by EM WEG Group (USA) (see. Fig. 1) [5].

The system of prisms, which held with the help of the pressing down flanges the stacked up core in monolithic state, is included in to the core fastening units.

At that, it is necessary to take in to consideration that pressing forces in the core in the process of its operation does not remain constant and changing in wide range depending upon the load mode and the generator cooling mode. In addition, the load mode can also cause additional heating due to flow of stray currents in the short-circuited contours of the prism groups, which are short-circuited by pressing down flanges. Overloaded mechanically, the prisms are stretched, and then, after cooling, the nuts on them are weakened. However, given design version has significant disadvantage: welds do not perceive fatigue loads and application of this design is not possible for Turbogenerators rated over 100 MW. In this connection, it is necessary to use additional damping elements with a suspension construction.

Determination of the forces caused by the action of electric currents is given in scientific work [2]

The forces applied to the stator teeth are not evenly distributed to every tooth at any instant in time; they are applied with different magnitudes at different teeth, depending upon the relative rotor- and stator-tooth location. This results in force waves over the stator circumference. The mode shape of these magnetic force waves is a result of the difference between the number of rotor and stator slots.

Under the applied magnetic forces the stator core is set into vibration in the same manner that a ring of steel would respond if struck. Depending upon the modal pattern and frequencies of the exciting force, as described above, the stator would vibrate in one or more of its flexural modes m of vibration, as shown in Fig. 2. Each of the mode shapes has its associated natural frequency. The core may be somewhat influenced by the stator frame in actuality, but in analysis the frame is usually neglected, both due to complexity and because the effect on higher frequency modes is minimal [6].

Using mathematical modeling methods, it has been proved that the damage to the tightening prism of the stator core of Turbogenerator is due to the process of fatigue failure in a multi-cycle loading by axially directed vibrational electric-magnetic forces that arise in the end zones and act on the end packages of the stator core.

Variants of Suspensions

The classic school of Turbogenerators includes two types of suspensions namely the internal and external ones.

One of the most bright and reliable representatives of Turbogenerators with the internal suspension are Turbogenerators rated 200 MW and 300 MW of TGV series manufactured by SE "PLANT "ELECTROTYAZHMASH". The design of the stator casing of the electric machine is presented in scientific work [7] and in Fig. 3 shown a serial sample and a longitudinal section with the designation of the main elements.

The representatives of the external suspension are Turbogenerators rated 550 MW manufactured by SE "PLANT "ELECTROTYAZHMASH" [8].

The calculation diagram with the basic loads acting on to the support elements of the suspension is shown in Fig. 4. Where with the help of figures 1, 2, 3 the support studs are indicated, and 4 is the basic body of the spring, with the help of arrows forces action directions are indicated. T_1, T_2, T_3, T_4 is calculation temperature of the suspension elements.

The margins to cut and crushing shall be considered as admissible stresses. Together with that at suspension designing it is necessary to take in to consideration the temperature distribution along the stator length and also maximum forces action.

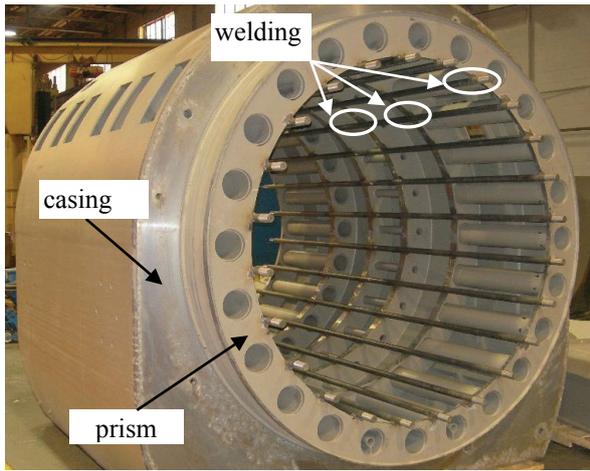


Fig. 1 – Stator Casing of EM WEG Group

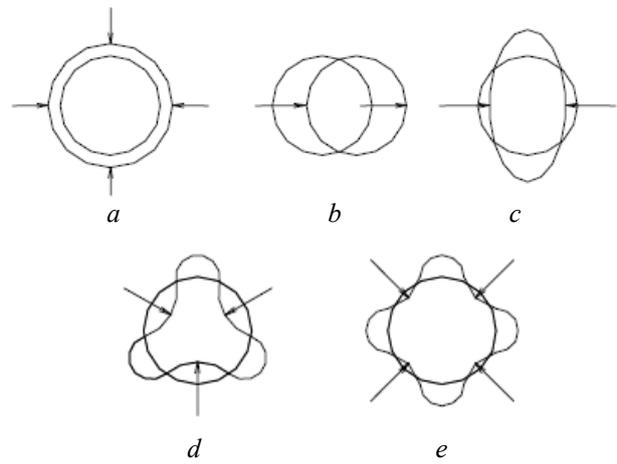


Fig. 2 – Variants of the Stator Deformation. Mode shapes: $a - m = 0$; $b - m = 1$; $c - m = 2$; $d - m = 3$; $e - m = 4$

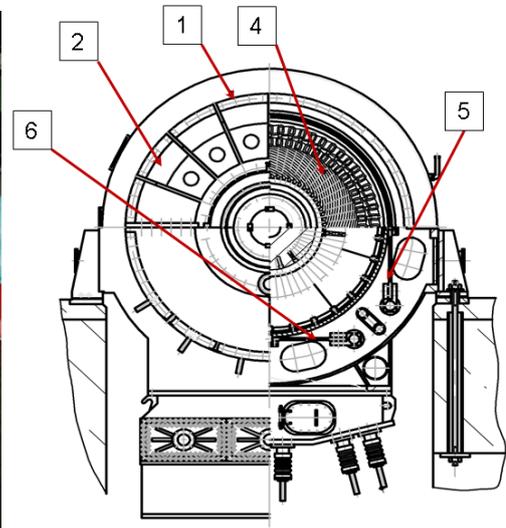
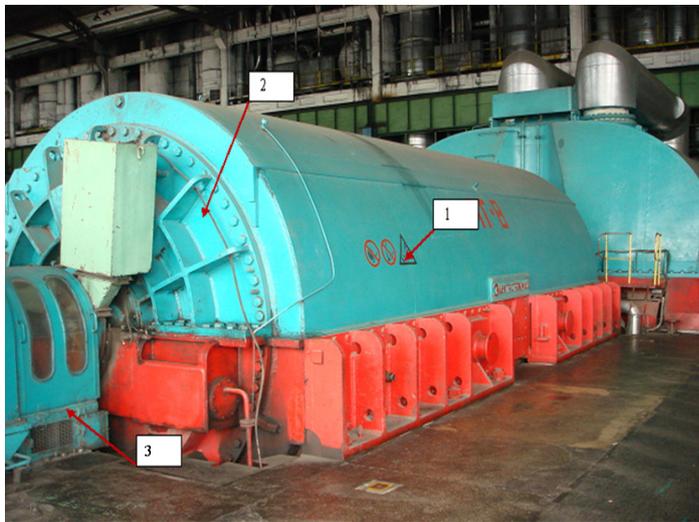


Fig. 3 – Turbogenerator type TGV-300: *a* – at the foundation of operating TPP; *b* – cross section; 1 – the stator casing; 2 – the external shield; 3 – the brush-holders device; 4 – the stator («active steel and bars»); 5 – vertical row of springs; 6 – horizontal row of springs

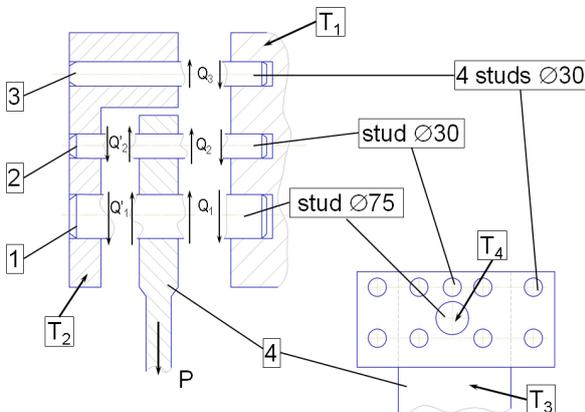


Fig. 4 – Calculation diagram of the suspension

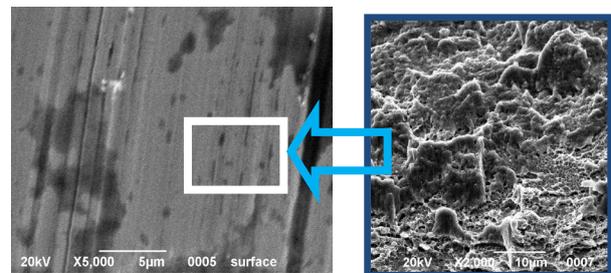


Fig. 5 – Structure of steel 40NiCrMo7: *a* – $\times 2000$; *b* – $\times 5000$

The stator core, casing and springs operate as one unit. And the change in one of the design elements leads to a change in the vibration of the entire construction. Thus, the heterogeneity of temperatures along the stator core length shall have an effect on the state of the suspension unit. Along with this, according to the operational experience, the temperature difference between the core and the stator casing can be 60 degrees.

For Turbogenerator series TGV-250 with hydrogen-water cooling the temperature of «the stator active steel» is 36 °C from the slip rings end, 39°C is in the middle of the machine and 41 °C is from the turbine end. Gas temperature in the radial channel is in range from 25 °C up to 47 °C. The hottest point, as per gas in the stator comprises 47 °C and arranged in the second section in the point of back. The gas temperature increases from the tooth to the back per ~10 °C. Thus, for each row of springs, it is necessary to determine

the mechanical stresses taking into account the change in their thermal state, applying limiting conditions of the first kind for the thermal problem [9].

In Table 1 the basic parameters of the spring suspensions of Turbogenerators TGV series manufactured by SE "PLANT "ELECTROTYAZHMASH".

Force onto vertical spring at rated mode shall be calculated as per the formulae:

$$P_n = \frac{G}{z_v} + \frac{M_n \cos \varphi}{z} \frac{1}{R},$$

where $\cos \varphi$ – is power factor;

G – the stator mass;

z_v – quantity of vertical springs.

At short-circuit mode this force shall be determined as follows:

$$P_{sh} = \frac{G}{z_v} + P_{\max} \frac{M_{sh} \cos \varphi}{z} \frac{1}{R}.$$

Table 1 – Stator core suspensions of Turbogenerators TGV-300 and TGV-250

Options	TGV-300		TGV-250
	Springs quantity	20	16
μz , kg·cm	$2,62 \cdot 10^8$	$2,23 \cdot 10^8$	$2,82 \cdot 10^8$
Impact force on a spring, kg·cm	$1,075 \cdot 10^5$	$1,13 \cdot 10^5$	$1,89 \cdot 10^5$
Natural frequency of torsional vibrations of the core, Hz	70	66	79
Critical force for stability	$1,9 \cdot 10^5$	$1,9 \cdot 10^5$	$3,3 \cdot 10^5$
Stresses in studs $\varnothing 60$:			
– from cut, kgf/cm ²	3291	3464	5794
– from crushing (spring-pin), kgf/cm ²	6400	6726	10500
Stresses of crushing between a pin $\varnothing 60$ and a support (strap), kgf/cm ²	2937	3087	5250
Limiting frequencies of the support $\varnothing 140$:			
– average, Hz	369	387	648
– bending, Hz	1340	1367	2286
– total, Hz	1440	1570	2627

In modern spring designs of Turbogenerators steel 38X2H2BA is applied. The decision to change steel 38X2H2BA to 34CrNiMo6 and 40NiCrMo7 is taken at the basis of correspondence to GOST8479-70 of those steels as per all the points without exclusions. In Fig. 5 macrostructure 40NiCrMo7 at different magnifications is submitted.

The Stator Core – "active steel"

For the stator core of Turbogenerator TGV-325-2U3 TPP "AKSU" electrical-sheet steel Grade M270-50A manufactured by firm Thyssen Krupp Stahl, German was applied for the first time. At dieing of the segments the teeth are arranged along the rolling. The segments steel has the following values of the elasticity modulus:

- along rolled steel – 185000 N/mm²;
- across rolled steel – 200000 N/mm².

Evaluation of expected vibration level of the stator core of Turbogenerator TGV-325 was carried out

based at the following consideration in Turbogenerator TGV-250-2PT3 (NPP "Kaiga", India) for the stator core steel 3413, 3414 GOST21427.1-83, having the following values of the elasticity modulus (as per the data of the tests carried out at SE "PLANT "ELECTROTYAZHMASH") is used:

- along rolled steel – 135000...137000 N/mm²;
- across rolled steel – 245000...265000 N/mm².

As per the results of the generator tests at the Plant stand the core vibration comprised of 55 μ m at 3000 rpm, that corresponds to own frequency of the core vibration $f_c = 157$ Hz (see Fig. 6 and Fig. 7).

Got experimental value of double amplitude of vibration corresponds to calculation one at the elasticity modulus:

$$F_{calc} = 116600 \text{ H/mm}^2.$$

Thus, the ratio of the calculation elasticity modulus to the actual one is recommended to use:

$$\frac{F_{calc}}{F_f} = \frac{116600}{137000} = 0,85.$$

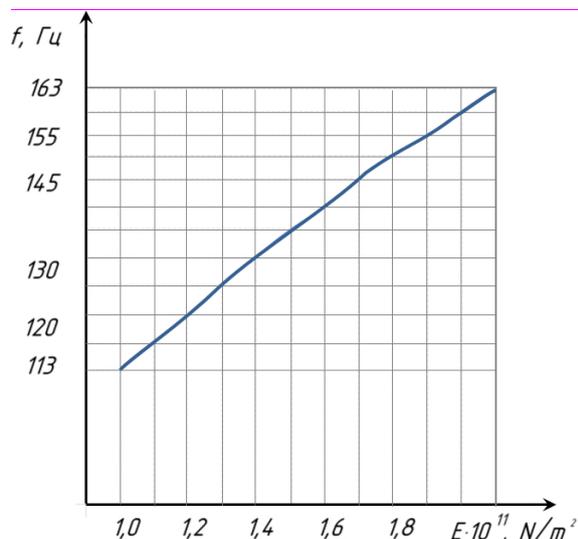


Fig. 6 – Dependence of frequency of self-bending oscillations from the core elasticity modulus

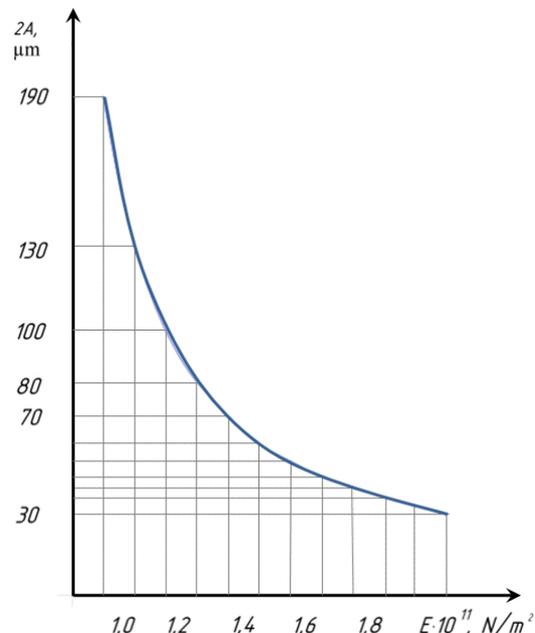


Fig. 7 – Dependence of double amplitude of vibration from the elasticity modulus of the core

In such a case for steel M270-50A calculation values of the elasticity modulus across the rolling steel shall comprise:

$$E = 0,85 \cdot 200000 = 170000 \text{ N/mm}^2.$$

Then the expected vibration level of the stator core of Turbogenerator TGV-325-2U3 shall comprise $2 A_f = 45 \text{ μm}$, $f_0 = 147 \text{ Hz}$. The order of given values was confirmed by the results of in-situ tests of Turbogenerator at the Plant stand.

At Fig. 8 the dependence of double amplitude of vibration from the elasticity modulus of the stacked up laminated core is submitted.

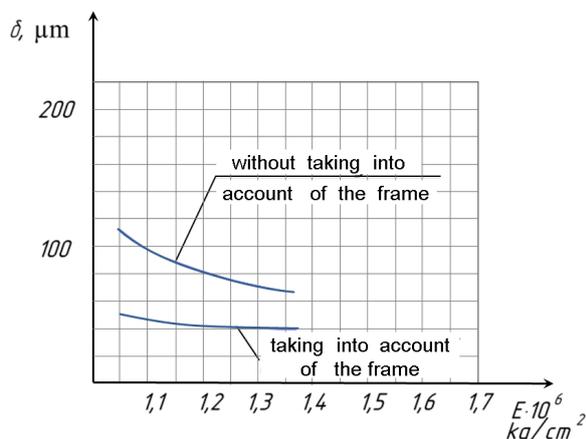


Fig. 8 – Dependence from double amplitude of vibration from the elasticity modulus of the stacked up core

The key factor is the difference between the calculated vibrations for a stand-alone core and its installation in to the casing with the suspension. The values are obtained by calculation in three-dimensional setting.

Conclusions

The design of the stator core suspension components of Turbogenerator includes the mandatory sequential carrying out of the following calculations: electrical, mechanical and thermal. At that, the results of the mechanical calculation shall be sequentially correlated depending on the arrangement of the springs in space, taking into account proposed calculation diagram.

These methods lead to the model accuracy increasing and the work result was the determination of the specified stresses in the suspension units of the stator suspensions of Turbogenerators series TGV-200, TGV-300 and TGV-250 manufactured by SE "PLANT "ELECTROTIAZHMAH". The possibility of the design operation at all modes without exception and limitation according to the requirements of GOST-533-2000 is shown.

The decision on the application of steels conforming to EN standards can be taken only if complete list of GOST requirements is met.

References

1. Милых В. И. Организация численно-полевых расчетов электромагнитных процессов в турбогенераторе при его несимметричной нагрузке. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії»*. 2016. № 11(1183). С. 3–10. ISSN 2409-9295.
2. Шевченко В. В. Определение сил, действующих в сердечнике статора турбогенератора. *Електроенергетика и електромеханіка: сб. науч.-техн. тр. Міжнарод. науч. конф. Воронеж: НОУ ВПО "Міжнарод. ін-т комп'ютер. технологій"*, 2015. С. 52–56.
3. Мінко О. М. *Функціональний взаємозв'язок масогабаритних показників конструкційних частин турбогенератора з електромагнітними навантаженнями* : автореф. дис. ...

- канд. техн. наук : 05.09.01 / Мінко Олександр Миколайович; НТУ "ХПІ". Харків, 2015. 26 с.
4. Кобзар К. О. *Методи і засоби створення та комплексної повузлової модернізації турбогенераторів потужністю 150-300 МВт* : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.09.01 / Кобзар Константин Александрович, НАНУ Инст-т Электродинамики. Київ, 2015. 22 с.
 5. Site [Electronic resource]. Access mode: <https://www.weg.net/institutional/ES/en/news/products-and-solutions/zest-weg-group-helps-farmers-to-reduce-their-electricity-cost>. The title of the screen. Дата обращения 02.02.2018.
 6. Finley W. R., Hodowanec M. M., Holter W. G. An Analytical Approach to Solving Motor Vibration Problems. *Copyright material IEEE*, Paper No. PCIC-99-20, Norwood. 1999. 16 p.
 7. *Статор електричної машини* : патент 66717 : Україна. МПК НО2К 1/16. / В. Ф. Пенської, А. Ю. Жуков, О. М. Мінко, К. О. Кобзар; заявник і патентовласник ДП завод «Електроважмаш». № u201109022 ; заявл. 19.07.2011 ; опубл. 10.01.2012, Бюл. №1. 8 с. : іл.
 8. Третяк О. В., Сенецький О. В., Шуть О. Ю., Доценко В. М., П'ятницька С. С. Складнонапружений стан деталей генераторів великої потужності. *Вестник двигателестроения*. 2016. № 2. С. 108–114.
 9. Борисенко А. И., Костиков О. Н., Яковлев А. И. *Охлаждение промышленных электрических машин*. Москва: Энергоатомиздат, 1983. 297 с.
- termining of Forces Acting in the Stator Core of Turbogenerator]", *Elektroenergetika i elektromekhanika: sb. nauch.-tekhn. tr. Mezhdunar. nauch. konf.* [Electric energy and electrical mechanic: Collection of scientific and technical works. International scientific conference], NOU VPO "Mezhdunar. in-t komp'yut. tekhnologiy", Voronezh, pp. 52–56.
3. Minko, O. M. (2015), *Funktsional'nyy vzyayemozvyazok masohabarynykh pokaznykh konstruksiynykh chastyn turboheneratora z elektromahnitnyy navantazhennyamy* [Functional interconnection of mass-dimensional indices of design parts of Turbogenerator with electrical-magnetic loads], NTU "KHPI", Kharkiv, 26 p.
 4. Kobzar, K. O. (2015), *Metody i zasoby stvorenniya ta kompleksnoyi povuzlovoyi modernizatsiyi turbohenerativ potuzhnisty 150-300 MVt* [Methods and Means of Designing and Comprehensive Unit Integrated Modernization of Turbogenerators Rated 150-300 MW], Kiev, 22 p.
 5. WEG (2018), *WEG Iberia Industrial S.L.U.* website, available at: www.weg.net (accessed 2 February 2018).
 6. Finley, W. R., Hodowanec, M. M. and Holter, W. G. (1999), "An Analytical Approach to Solving Motor Vibration Problems", *Copyright material IEEE*, Paper No. PCIC-99-20, Norwood, 16 p.
 7. Pens'koy, V. F., Zhukov, A. YU., Minko, O. M. and Kobzar, K. O. (2012), "Stator elektrychnoyi mashyny", patent 66717, Ukrayina. МПК NO2K 1/16, zayavnyk i patentovlasnyk DP zavod "Elektrovazhmash", № u201109022 ; zayavl. 19.07.2011 ; opubl. 10.01.2012, Byul. № 1. 8 p.
 8. Tretyak, O. V., Senets'kyy, O. V., Shut, O. YU., Dotsenko, V. M. and P'yatnyts'ka, YE. S. (2016), "Skladnonapruzhenny stan detaley henerativ velykoyi potuzhnosti [Complex Stressed State of High Power Generators Parts]", *Vestnyk dvyhatelestroyeniya* [Bulletin of Motor Engineering], № 2, pp. 108–114.
 9. Borisenko, A. I., Kostikov, O. N. and Yakovlev, A. I. (1983), *Okhlazhdeniye promyshlennykh elektricheskikh mashin* [Cooling of Industrial Electric Machines], Jenergoatomizdat [Energoatomizdat], Moscow, Russian.

Received 08.02.2018

References (transliterated)

1. Milykh, V. I. (2016), "Organizatsiya chislenno-polevykh raschetov elektromagnitnykh protsessov v turbogeneratore pri yego nesimmetrichnoy nagruzke [Organization of Numerical-Field Calculations of Electrical-Magnetic Processes in Turbogenerator at its asymmetric load]", *Visnik NTU "KHPI". Seriya: "Yeletrichni mashini ta yeletromekhanichne peretvorenniya yenergiy"* [Bulletin STU "KHPI". Series: "Electrical Machines and Electrical-Mechanical Energy Conversion"], No.11 (1183), pp. 3–10, ISSN 2409-9295.
2. Shevchenko, V. V. (2015), "Opredeleniye sil, deystviyushchikh v serdechnike statora turbogeneratora [De-

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Третяк Олексій Володимирович (Третяк Алексей Владимирович, Tretiak Olexsii) – кандидат технічних наук, заступник завідувача відділом з механічних розрахунків, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»; старший викладач, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського, «ХАІ», м. Харків, Україна; e-mail: alex3tretjak@ukr.net, ORCID 0000-0003-4945-5500.

О. А. СІРИЙ, М. З. АБДУЛІН

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СТРУМЕНЕВО-НИШЕВОЇ СИСТЕМИ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА

В роботі представлено результати експериментальних досліджень температурного стану факелу та продуктів згорання зрідженого газу в струменево-нишевій системі спалювання та стабілізації палива. В результаті вимірювань отримані закономірності температурного поля факелу, його конфігурації в залежності від основних геометричних параметрів паливорозподілу. Установлені ефекти впливу відносно величини діаметру та кроку розташування паливних отворів і відстані від зривної кромки стабілізатора на організацію механізму горіння палива.

Ключові слова: струменево-нишева система, параметри паливорозподілу, довжина факелу, дифузійно-кінетичне горіння.

А. А. СЕРЫЙ, М. З. АБДУЛИН

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУЙНО-НИШЕВОЙ СИСТЕМЫ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

В работе представлены результаты экспериментальных исследований температурного состояния факела и продуктов сгорания сжиженного газа в струйно-нишевой системе сжигания и стабилизации факела. В результате измерений получены закономерности температурного поля факела, его изменения в зависимости от основных геометрических параметров топливораспределения. Установлены эффекты влияния величины диаметра и относительного шага расположения топливных отверстий, а также расстояния от срывной кромки стабилизатора на организацию механизма горения топлива в системе.

Ключевые слова: струйно-нишевая система, параметры топливopодачи, длина факела, диффузионно-кинетическое горение.

A. SIRYI, M. ABDULIN

ANALYZING POWER INDICES FOR THE JET-NICHE FUEL COMBUSTION SYSTEM

This scientific paper is devoted to the studies of a temperature state of the torch for the propane-butane mixture firing in conditions of the jet-niche combustion system and the flame stabilization. The investigation was carried out to define the torch length and the configuration of it and detect the effects of the influence of fuel distribution parameters (fuel port diameters, the arrangement pitch and the distance from the stall edge of stabilizer L_1) on the torch length (range) for the combustion of liquefied and natural gases. It was established that the temperature distribution corresponds to general ideas of the influence of combustion mechanism that is realized in certain cases. Combustion of a high-calorific propane-butane mixture requires the adjustment of fuel distribution system through an increase in the relative pitch and the distance L_1 in comparison with the geometry adopted for natural gas. The obtained data showed that a maximum homogenization of the fuel mixture can be achieved through the selection of appropriate parameters. A rise of the temperature in the core flame by 85 to 120 °C and a decrease in the visible length of it by 20...50 % are indicative of this fact. Homogenization also results in a certain shortening of the range of smooth fuel burning in terms of excess air coefficient. In this case the combustion mechanism is shifting to the kinetic domain. In the case of use of the fuel supply geometry that is intended for less calorific gasses the pure diffusion fuel combustion is realized for the liquefied gas combustion. This combustion mechanism is characterized by a considerable persistence of the combustion front and an increased amount of underfired (unburnt) fuel, though it manifests the highest flame smoothness in terms of excess air coefficient. Investigation of the torch geometry and the temperatures allowed us to obtain the following parameters of fuel distribution for the liquefied gas combustion $d = 2...6$ mm, $\bar{S} = 3.8...6.5$, $L_1 = 10...25$ mm. The recommended parameters enable the realization of combustion mechanism that is shifted to the kinetic domain. Practical dependences of the torch length on studied fuel supply parameters were obtained.

Key words: jet-niche system (JNS), fuel supply, torch length and the diffusion-&-kinetic combustion.

Вступ

Однією з основних особливостей топкових технологій є використання різноманітних елементів стабілізації та інтенсифікації горіння [1–3], серед яких особливе місце займає струменево-нишева система стабілізації та спалювання газу (СНС) [4]. Експериментальні дослідження показали, що робочі характеристики СНС сприяють реалізації наступних принципів перспективної універсальної технології спалювання:

- раціональний розподіл палива в потоці окисника;
- стійка регульована структура течії палива, окисника та продуктів згорання;
- саморегульованість складу паливної суміші в зоні стабілізації факелу.

За рахунок розміщення СНС на автономному колекторі-пілоні, з яких складається пальник, забезпечуються наступні принципи, що забезпечують надійність та ефективність експлуатації обладнання:

- самоохолодження пальника;
- термічна підготовка пального;
- модульність пальників [5].

На основі СНС базується універсальна система синтезу пальникових систем, що забезпечує технологічність їх виготовлення, можливість «тиражування» теплової потужності, а також прогнозування та мінімізації шкідливих викидів у продуктах спалювання вогнетехнічного обладнання (ВО) [6].

Розміщення одиничних пілонів у рівномірну решітку стабілізаторів в залежності від необхідної

тепловій потужності формує пальники, в основу робочого процесу яких покладено вище зазначені принципи СНС. Виконане таким чином промислове газопальникове обладнання реалізує струменево-нішеву технологію спалювання палива (СНТ), яка має ряд відомих переваг у порівнянні з традиційними технологіями спалювання, що в основному працюють із закруткою потоків палива та окисника [7].

Ціль роботи

Універсальність технології спалювання визначається можливістю ефективного використання газів для різного ВО з різними рівнями температур та надлишку повітря. Одним з можливих варіантів забезпечення вимог універсальності є визначення можливості адаптації пальників, які працюють на природному газі, спалювання зрідженого газу (суміш пропан-бутану) в якості резервного палива. Як показали експериментальні дослідження пускових та зривних режимів роботи системи, при раціональному виборі параметрів паливо розподілу вдається забезпечити надійне стале горіння обох газів без зривів, проскоків та пульсації факелу [8].

Основною метою представленого експериментального дослідження є визначення впливу геометричних параметрів паливоподачі СНС на розподіл температур у факелі при горінні газоподібних палив, що має слугувати основою при розробці практичних рекомендацій для проектування та впровадження у промисловість газопальникового обладнання на основі СНТ.

На рис. 1 наведена СНС та основні параметри паливо розподілу.

Важливим фактором при виборі параметрів паливо розподілу залишається організація мікродифузійного процесу спалювання, який дозволяє забезпечити надійне та ефективне використання палива ВО.

Методика досліджень

Вимірювання температур проведено у лабораторних умовах на спеціально обладнаному стенді (рис. 2), за допомогою термоелектричних перетворювачів (ТЕП) типу ПП. У комплекті з термопарами в якості вторинного приладу використовувався електронний автоматичний багатоканальний реєстратор РМТ 69.

Повітря на горіння подається в робочу ділянку вентилятором 1 з можливістю регулювання його витрати за рахунок зміни частоти обертання робочого колеса нагнітача частотним перетворювачем 5. Витрата вимірюється двома інтегруючими трубками Піто 4, що встановлені в повітряному каналі навхрест, сигнал від яких виводиться на лабораторні мікроманометри 6. Пальний газ подається до газового колектора 9, який розміщується

безпосередньо в робочій зоні стабілізатору 10, його конструкція дозволяє проводити швидку заміну робочих модулів. Витрата палива вимірюється звужуючим пристроєм, перепади тиску фіксуються чашковими мікроманометрами 10. Підпал горючої суміші виконується свічею запалювання 11. Продукти спалювання, а також пальна суміш, що не прореагувала виводиться у димову трубу лабораторії. Місце стабілізації факелу 10 обладнане оглядовим віконцем, виконаним з кварцю, яке призначене для дослідження процесів запалювання/згасання факелу в стабілізаторі. Для визначення температур пального та окисника додатково використані термоелектричні перетворювачі опору (ТСМ) 2, 8. Для забезпечення допустимих температур найбільш теплонапружених елементів стабілізатору, реалізовано його примусове повітряне охолодження.

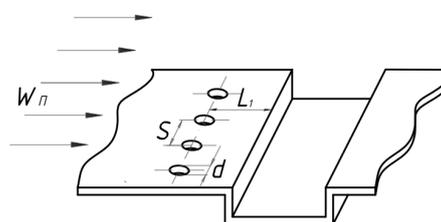


Рис. 1 – Струменево-нішева система, як елемент стабілізації факелу та інтенсифікації процесу горіння палива у газопальниковому обладнанні:
 W_n – швидкість потоку повітря в каналі паливника;
 L_1 – відстань паливних отворів від зривної кромки ніші; S – крок розташування отворів;
 d – діаметри отворів

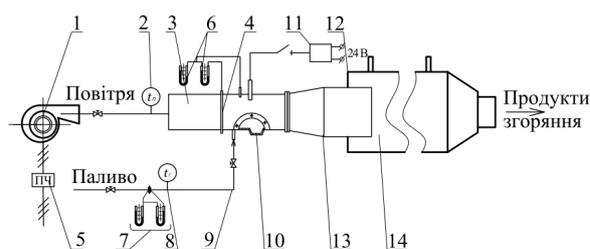


Рис. 2. – Схема лабораторного вогневого стенду:
 1 – вентилятор; 2 – термоелектричний перетворювач для вимірювання температури повітря; 3 – початкова ділянка; 4 – інтегральна трубка Піто; 5 – пристрій частотного регулювання обертів вентилятора; 6, 7 – блок манометрів; 8 – термоелектричний перетворювач для вимірювання температури палива; 9 – подача палива до основного колектора, розміщеного на струменево-нішевому модулі; 10 – струменево-нішевий модуль з оглядовим віконцем; 11 – свіча запалювання; 12 – штуцери для відбору проб та вимірювання температури газів по довжині факелу; 13 – дифузор; 14 – футерована вогнева ділянка

При дослідженнях температурних полів факелу системи та пальників використовувався ТЕП без захисного кожуху та камери гальмування, тому необхідно врахувати всі можливі похибки пов'язані з вимірюваннями температури у високошвидкісному потоці газу.

Похибка, яка пов'язана з тепловим випромінюванням від спаю термопари розраховується наступним чином:

$$\Delta T = \frac{\sigma \varepsilon_{\text{теп}}}{\alpha_{\text{теп}}} (T_{\text{теп}}^4 - T_c^4), \quad (1)$$

де $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

$\varepsilon_{\text{теп}}$ – коефіцієнт чорноти спаю ТЕП;

$\alpha_{\text{теп}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від факела до спаю, Вт/(м²·К);

$T_{\text{теп}}$ – температура робочого спаю, К;

T_c – температура середовища в яке відбувається витікання суміші, К.

Оскільки вимірювання виконувались на режимах при неповному згорянні палива, що супроводжується покриттям королька ТЕП шаром сажі, то можна прийняти коефіцієнт чорноти спаю $\varepsilon_{\text{теп}} \approx 1$. Слід зазначити, що в умовах недопалу збільшується похибка вимірювань.

Коефіцієнт тепловіддачі при обтіканні потоком робочого спаю ТЕП, який виконаний у формі кульки з діаметром королька $d_k = 0,8$ мм може бути обчислений за формулами:

$$\alpha_{\text{теп}} = \frac{\lambda \text{Nu}}{d_k}, \quad \text{Nu} = 0,216 \text{Re}^{0,62}, \quad (2)$$

де число Рейнольдса обраховується $\text{Re} = Wd_k/\nu$, а всі параметри потоку відносяться до точки вимірювання і визначаються за таблицями [9].

Для випадку вимірювань температури продуктів згорання у факелі можна прийняти:

$$W = 25 \text{ м/с}, \quad T = 1600 \text{ К},$$

значення в'язкості та теплопровідності

$$\nu = 240,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \text{ та } \lambda = 13,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Підставляючи приведені значення, знайдемо:

$$\text{Re} = 100, \quad \alpha_{\text{теп}} = 630 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \text{ тоді } \Delta T = 80 \text{ К}.$$

Оскільки швидкості потоку дозвукові, а робочий спай термопари віднесений від державки датчика на відстань 25 мм (що становить приблизно 55 діаметрів термоелектричних проводів), то похибками за рахунок не повного гальмування потоку та похибкою від втрат тепла через термоелектроди можна знехтувати [10].

Враховуючи похибку калібрування та похибку, пов'язану з підключенням термопари до схеми вимірювань, випадкова похибка склала 3 К. Рівень методичної похибки в сторону заниження температури складає 80 К. Таким чином, максимальне значення методичної похибки може складати 5 % від показів вторинних вимірювальних приладів і буде зменшено у випадку вимірювань параметрів потоку при нижчих значеннях швидкості та

температури. Так, наприклад, при швидкості потоку 10 м/с та температурі 1000 К, методична похибка складає 30 К, що становить 3 % від вимірюваної величини.

Обговорення результатів

При зміні конструктивних особливостей змінюється не тільки структура, але й далекобійність факелу. На рис. 3 представлено вплив кутового кроку розташування паливних отворів на конфігурацію та характеристики пропан-бутанового факелу при горінні у циліндричних стабілізаторах.

Збільшення відстані між отворами не тільки зменшує далекобійність, але й сприяє його максимальному відриву від устя пальника. Така картина характерна для кінетичного горіння, яке в даному випадку досягається за рахунок надмірної аерації кореня факелу і що, в свою чергу, спричиняє погіршення сталості горіння палива.

В ході досліджень виконувались вимірювання температури факелу та продуктів згорання в різних перетинах вогнетривкої футерованої ділянки, а саме: $x = 320, 630$ та 940 мм від газоподавальних отворів СНС. Вісь факелу співпадає з площиною нижньої стінки повітряного каналу на якій розміщена струменево-нішева система.

Результати вимірювань температури факелу при зміні діаметру паливних отворів приведено на рис. 4.

Видно, що розподіл температур на відстані від осі факелу має загальноприйнятний характер при горінні дифузійного факелу: максимальні значення знаходяться на осі і в найближчому до стабілізатору перерізі, зменшуються по мірі віддалення від нього. Також у віддалених перерізах графік залежності більш пологий за рахунок вирівнювання температур продуктів згорання. В цілому, криві розподілу температур симетричні відносно осі факелу і нижче за потоком схожі до характеристик горіння затоплених струменів. Слід зауважити, що для досліджуваного палива збільшення діаметрів отворів призводить до незначного збільшення температур (20–65 °С) у віддалених перерізах, а в перетині $x = 320$ мм – навпаки, очевидно, досягається це за рахунок збільшення дифузійності факелу, що призводить до «затягування» його довжини.

Вплив кроку розташування газоподавальних отворів наведено на рис. 5.

Так, приведені результати стосуються СНС з відносним кроком $\bar{S} = 2,3$ і $4,6$, і як видно, збільшення кроку в діапазоні наведених значень призводить до деякого збільшення рівня температур факелу в перших двох перетинах робочої ділянки. В перетині, що відповідає $x = 940$ мм, відбувається зворотна картина – температура продуктів згорання дещо зменшується.



Рис. 3 – Структура відкритого факелу в циліндричній СНС для різних значень кутового кроку розташування паливних отворів φ : $a - 22,5^\circ$; $b - 36,0^\circ$; $c - 45,0^\circ$; при $d = 2$ мм, $L_1 = 13,5$ мм

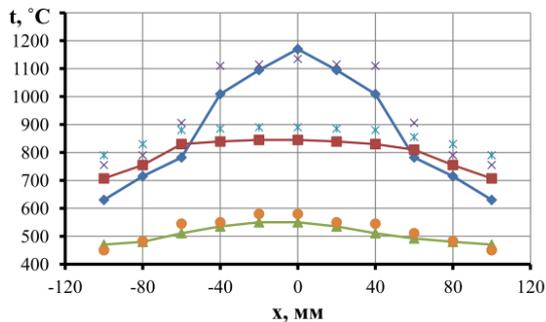


Рис. 4 – Вплив діаметру газорозподільчих отворів на розподіл температур в поперечному зрізі факелу при $W_n = 5$ м/с, $\alpha_\Sigma = 1,3$, $\bar{S} = 4,6$, $L_1 = 10$ в трьох перетинах вогнетривкої ділянки:
1, 4 – $x = 320$ мм; 2, 5 – $x = 630$ мм;
3, 6 – $x = 940$ мм, 1, 2, 3 – $d = 2$ мм
та 4, 5, 6 – $d = 4$ мм

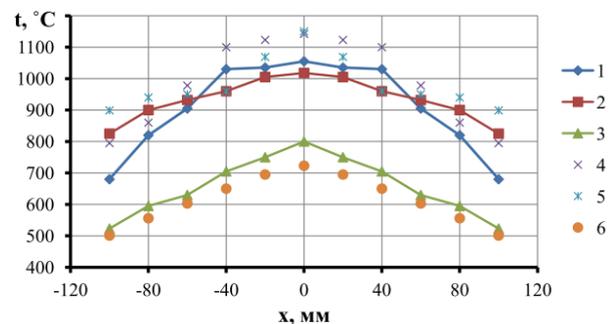


Рис. 5 – Вплив відносного кроку розташування газорозподільчих отворів на розподіл температур в поперечному зрізі факелу при $W_n = 5$ м/с, $\alpha_\Sigma = 1,1$, $d = 4$ мм, $L_1 = 11$; в трьох перетинах вогнетривкої ділянки: 1, 4 – $x = 320$ мм; 2, 5 – $x = 630$ мм;
3, 6 – $x = 940$ мм, для двох значень \bar{S} :
1, 2, 3 – $\bar{S} = 2,3$ та 4, 5, 6 – $\bar{S} = 4,6$

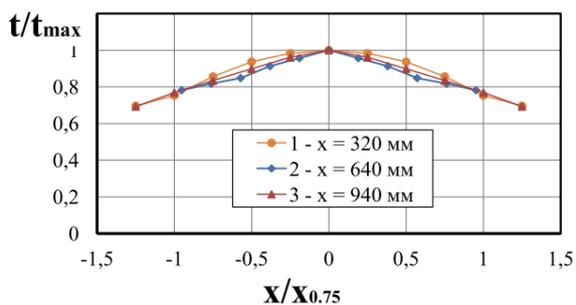


Рис. 6 – Розподіл температури в поперечному перерізі факелу в напрямі нормальному до розміщення СНС при $W_n = 5$ м/с, $\alpha_\Sigma = 1,1$, $d = 4$ мм, $\bar{S} = 4,6$, $L_1 = 10$ мм; в трьох перетинах вогнетривкої ділянки

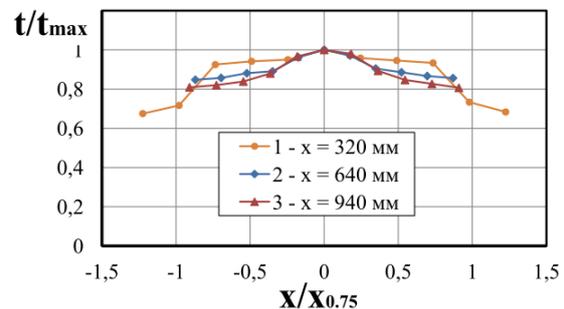


Рис. 7 – Розподіл температури в поперечному перерізі факелу в напрямі нормальному до розміщення СНС при $W_n = 5$ м/с, $\alpha_\Sigma = 1,1$, $d = 4$ мм, $\bar{S} = 4,6$, $L_1 = 25$ мм; в трьох перетинах вогнетривкої ділянки

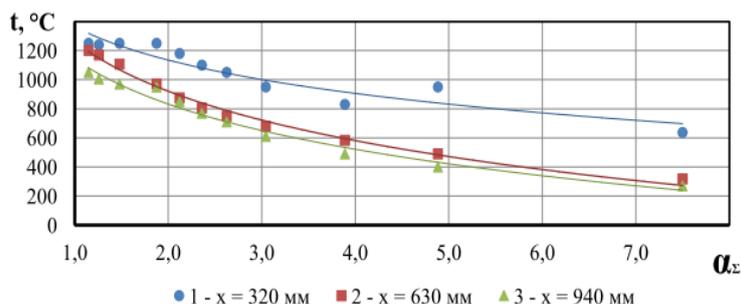


Рис. 8 – Зміна температури факелу вздовж осі при $W_{\text{п}} = 15$ м/с, $d = 4$ мм, $\bar{S} = 4,5$, $L_1 = 10$ мм в трьох перетинах вогнетривкої ділянки

Зазначені особливості вказують на перехід в бік кінетичного механізму горіння за рахунок зменшення часу дифузії пального та окисника при збільшенні кроку, що також, дещо зменшує довжину факелу і локально підвищує температуру горіння палива.

Результати дослідження впливу відстані газоподавальних отворів від передньої стінки ніші на розподіл температур в факелі в межах значень досліджуваного параметру мають незначний вплив, окрім останнього за потоком перетину, де на осі рівень температур для випадку $L_1 = 25$ мм на 35 °С менший в порівнянні з геометрією $L_1 = 10$ мм. Очевидно, що при подальшому збільшенні відстані рівень температур в ближчих до стабілізатору перетинах буде збільшуватися, що призведе до зменшення довжини факелу і звуження меж сталої роботи СНС.

Дослідження впливу параметру відстані L_1 наведено у безрозмірних координатах (рис. 6). Температура представлена у вигляді відношень значень температури в точці t до максимального значення температури в досліджуваному перетині t_{max} (на осі факелу). По осі абсцис відкладено безрозмірну координату, де в якості масштабу $x_{0,75}$ прийняте таке значення координати, при якому виконується рівність $t/t_{\text{max}} = 0,75$.

Щодо порівняння температурного поля у відносних координатах, то у всіх трьох досліджуваних перетинах профіль повної температури є автотельним, це видно з рис. 6.

З результатів видно, що зі збільшенням відстані від стабілізатору зменшується площа фронту полум'я, що в свою чергу призводить до скорочення довжини факелу. Найвні ознаки вказують на значний вплив відстані L_1 на механізм горіння факелу, таким чином зміщуючи від чисто дифузійної області в область кінетичного горіння палива (рис. 7).

Розподіл температур вздовж осі факелу в процесі виходу СНС на номінальні витрати палива приведено на рис. 8. Так, максимальні зафіксовані температури в досліджуваних умовах становлять $t_1 = 1250$ °С при значенні коефіцієнту надлишку повітря $\alpha = 1,15$, а в тому ж перетині, мінімальні температури – $t_1 = 637$ °С при $\alpha = 7,5$. В двох

подальших за потоком перетинах різниця рівнів температур незначна і зменшується при зменшенні витрати палива. Максимальна різниця між ними складає 150 °С при мінімально зафіксованому значенні коефіцієнту надлишку повітря, що пояснюється заповненням факелом об'єму мірної ділянки футерованого каналу лабораторного стенду.

Отримані результати дозволяють оцінити можливості досліджуваної геометрії в плані організації механізму спалювання скрапленого газу. Так, навіть при відносному кроці $\bar{S} = 6,5$ вдалося досягти надійного запалювання та виходу на режим в межах $\alpha = 2,3$. Збільшення відстані призводить до гомогенізації паливної суміші в зоні стабілізації факелу, і тим самим, до зміни його конфігурації (скорочення факелу) і теплового режиму.

Для оцінки видимої довжини факелу в умовах СНС отримана залежність, яка враховує основні режимні та геометричні параметри:

$$\frac{L_{\text{ф}}}{d} = c \left(\frac{\rho_{\text{г}} W_{\text{г}}^2}{\rho_{\text{п}} W_{\text{п}}^2} \right)^m \alpha^n, \quad (3)$$

де c , m , n – константа та показники степеню при змінних в рівнянні,

$$\text{Природний газ: } \begin{cases} c = 115, m = 0,17, n = -1,13, \\ d = 2 \dots 6 \text{ мм}, W_{\text{г}} = 6 \dots 70 \text{ м/с}, \\ W_{\text{п}} = 3 \dots 15 \text{ м/с}, \alpha = 1,1 \dots 3,0. \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{Зріджений газ: } \begin{cases} c = 133, m = 0,22, n = -1,26, \\ d = 2 \dots 6 \text{ мм}, W_{\text{г}} = 3 \dots 40 \text{ м/с}, \\ W_{\text{п}} = 3 \dots 15 \text{ м/с}, \alpha = 1,05 \dots 3,0. \end{cases}$$

Висновки

1. В результаті проведених вимірювань встановлено, що розподіл температур відповідає загальним уявленням щодо фізичних характеристик факела залежно від реалізованого механізму спалювання. Зі збільшенням гомогенізації пальної суміші процес горіння зміщується в бік кінетичного, що досягається за рахунок відповідного вибору параметрів паливо розподілу. При цьому рівні температур в ядрі факела збільшуються в середньо-

му на 85...120 °С, а довжина видимої його ділянки зменшується на 20...45 %. Гомогенізація пальної суміші змушує діапазон регулювання горіння, особливо за рахунок звуження в зоні «збіднених» пальних сумішей (на 20...50 %). Максимальне вимірне значення температур у ядрі факела не перевищувало 1345 °С.

2. При реалізації мікродифузійного горіння палива вдається забезпечити помірну довжину факелу. У цьому випадку факел створює більше теплове навантаження робочого об'єму, яке характеризується підвищеними температурами. Вказані особливості пояснюються основними гідродинамічними особливостями СНС, а також високою якістю сумішоутворення палива та окисника. Вищезазначене в якісному сенсі відрізняє пальники СНТ від інших технологій.

3. Отримані залежності щодо оцінки довжини факелу при спалюванні зрідженого газу використані у методиці проектування промислового газопальникового обладнання для широкого кола ВО на основі СНТ.

Список літератури

1. Иссерлин А. С. *Основы сжигания газового топлива*. Ленинград: Недра, 1987. 336 с.
2. Иванов Ю. В. *Газогорелочные устройства*. Москва: Недра, 1972. 276 с.
3. Кривоногов Б. М. *Повышение эффективности сжигания газа и охрана окружающей среды*. Ленинград: Недра, 1986. 280 с.
4. Абдулин М. З. *Струйно-нишевая система стабилизации и сжигания топлива* : автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.01 / Абдулин Михаил Загреддинович; КПИ. Киев, 1986. 18 с.
5. Абдулин М. З. Применение струйно-нишевой технологии сжигания топлива в энергетических установках. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХП», 2005. № 6. С. 130–144. ISSN 2078-774X.
6. Абдулин М. З., Овсиенко И. П., Дворцин Г. Р., Жученко А. М., Кулешов Ю. А. Оптимизация топочного процесса – путь к повышению эффективности, экологической безопасности и надежности работы котлов. *Новости теплообогрева*. 2008. № 4. С. 31–35.
7. Абдулин М. З., Дворцин Г. Р., Тепляков И. Б., Строкин В. Н. Горелочное устройство на основе саморегулирующей системы смесеобразования и стабилизации пламени. *Труды IV международной научно-технической конференции «Комплексная автоматизация промышленности»*. 1990. С. 12–16.
8. Сірий О. А. *Влияние параметров струменево-нишевой системы на рабочий процесс пальных устройств* : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. тех. наук: 05.14.14 /

Сірий Олександр Анатолійович; НТУУ «КПІ». Київ, 2016. 28 с.

9. Бабичев А. П., Бабушкина Н. А., Братковсий А. М. и др. *Физические величины* : справочник. Под ред. И. С. Григорьева, Е. З. Мейлихова. Москва: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.
10. Линеверг Ф. *Измерение температур в технике* : справочник. Москва: Metallurgiya, 1980. 543 с.

References (transliterated)

1. Isserlin A. S. (1987), *Osnovy szhiganiya gazovogo topliva* [Foundation of gas fuel combustion], Nedra, Moscow, Russian.
2. Ivanov Yu. V. (1972), *Gazogorelochnye ustrojstva* [Gas burning devices], Nedra, Moscow, Russian.
3. Krivonogov B. M. (1986), *Povyshenie effektivnosti szhiganiya gaza i ohrana okruzhayushchej sredy* [Improving the efficiency of gas combustion and protecting the environment], Nedra, Leningrad, Russian.
4. Abdulin M. Z. (1986), *Strujno-nishevaya sistema stabilizacii i szhiganiya topliva* : avtoref. dis. kand. tekhn. nauk: 05.04.01 [The jet-niche system of stabilization and burning of fuel: PhD thesis], KPI, Kiev.
5. Abdulin M. Z. (2005), "Primenenie strujno-nishevoj tekhnologii szhiganiya topliva v energeticheskikh ustanovkakh [Application of jet-niche technology of fuel combustion in power plants]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 6, pp. 130–144, ISSN 2078-774X.
6. Abdulin M. Z., Ovsienko I. P., Dvorcin G. R., Zhuchenko A. M. and Kuleshov Yu. A. (2008), "Optimizaciya topochnogo processa – put' k povysheniyu effektivnosti, ekologicheskoy bezopasnosti i nadezhnosti raboty kotlov [Optimization of the combustion process - a way to improve the efficiency, environmental safety and reliability of boiler operation]", *Novosti teplosnabzheniya*, No. 4, pp. 31–35.
7. Abdulin M. Z., Dvorcin G. R., Teplyakov I. B. and Strokin V. N. (1990), "Gorelochnoe ustrojstvo na osnove samoreguliruyushchejsya sistemy smeseobrazovaniya i stabilizacii plameni [Burner device based on a self-regulating system of mixture formation and flame stabilization]", *Trudy IV mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii «Kompleksnaya avtomatizaciya promyshlennosti»* [Proceedings of the IV International Scientific and Technical Conference "Integrated Automation of Industry"], pp. 12–16.
8. Sirij O. A. (2016), *Vpliv parametriv strumenevo-nishevoj sistemi na robocij proces pal'nikovih pristrojiv* : avtoref. dis. na soiskanie nauch. stepeni kand. tekhn. nauk: 05.14.14 [Influence of the characteristics of the jet-niche system workflow burners: PhD thesis], NTUU "KPI". Kyiv.
9. Babichev A. P., Babushkina N. A. and Bratkovсий A. M. (1991), *Fizicheskie velichiny: Spravochnik* [Handbook of physical magnitudes], Pod red. Grigor'eva, I. S. and Mejlilova, E. Z., Energoatomizdat, Moscow.
10. Lineverg F. (1980), *Izmerenie temperatur v tekhnike: Spravochnik* [Handbook of temperature measurement in the technique], Metallurgiya, Moscow.

Надійшла (received) 08.05.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сірий Олександр Анатолійович (Серый Александр Анатольевич, Siryi Alexander) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», старший викладач кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ-56, вул. Політехнічна, 6, корпус №5, Україна; e-mail: Seruy_Alex@i.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5811-9037>.

Абдулін Михайло Загреддинович (Абдулин Михаил Загреддинович, Michail Abdulin) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ-56, вул. Політехнічна, 6, корпус №5, Україна; e-mail: MZAbdulin@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9900-7314>.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT

Solodov V., Konev V. Formation of Prospective I.P.C. Exhaust Compartment With the 1650 mm Blade Length	4
Shubenko A., Goloshchapov V., Babenko O. Temperature State of the Last Cascades of Low Pressure Cylinders of Heat Turbines in Low Flow Rate Modes	11
Sheleshey T. Influence of a Change in the Thermal Loading on the Temperature of Exhaust Gases of the Boilers Used by Gas-& Fuel Fired Heat and Power Plants	17
Usaty A., Pham T. Evaluation of the Efficiency of the Socket Latches by Turn-Link Diaphragms Using the Cfd-Packet	21
Yefimov A., Romashov Yu., Kavertsev V. Influence of Temperature Dependences of Thermophysical Characteristics on the Nonstationary Heat Conductivity in the Drum Wall of Steam Boiler	28
Rogachov V., Baranyuk A., Rachynskiy A. Numerical Simulation of Heat Hydraulic Characteristics of the Plate-Type Heat-Exchanger	32
Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V. Refreshing Extension of the Service Life of Cast High Temperature Equipment for the Power-Generating Units at Kurakhovska Heat Power Plant.....	38
Oleynik Yu., Prasko A., Osmanova E., Naumenko S. Determining the Coefficient of Efficiency for the Drives of Centrifugal and Piston Compressors.....	46
Chernousenko O., Nikulenkova A., Nikulenkova T., Butovsky L., Bednarska I. Calculating Boundary Conditions to Determine the Heat State of High Pressure Rotor of the Turbine NPP K-1000-60/3000.....	51
Babayev A., Kolodyazhnaya L., Goloshchapov V. Numerical Simulation of the Flow Structure in the Inlet Flow Duct Section of the Valve of Steam Turbine	57
Gontarovskiy P., Shulzhenko N., Garmash N., Melezhyk I. Simulation of the Propagation of Circumferential Crack in the Cylindrical Element Structure Exposed to Cyclic Loadings	62
Minko A. Theory and Practice of Creation of Modern Air-Cooling Equipment of General Industrial Appointment	67
Koviazin O. Substantiating the Diameter of the Liner Pipe of the Earth Heat Exchanger and Providing the Air Supply to It.....	71
Slabchenko O., Goloshchapov V. Axial Turbine Stage Characteristics.....	75
Tretiak O. Peculiarities of Designing of Suspensions for Stators of High Power Turbogenerators	83
Siryi A., Abdulin M. Analyzing Power Indices for the Jet-Niche Fuel Combustion System	89

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ». СЕРІЯ: ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ
ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ

Збірник наукових праць

№ 12(1288) 2018

Науковий редактор: Усатий О. П., д-р техн. наук, проф.
Технічний редактор: Науменко С. П., стар. викл.

Відповідальний за випуск Обухова Г. Б., канд. техн. наук

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»
Кафедра турбінобудування
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua

Обл. вид. № 12-18.

Підписано до друку 02.04.2018 р. Формат 60x90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 5,0.
Наклад 100. Зам. № 2320-18. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію
суб'єкта видавничої справи ДК № 5478 від 21.08.2017 р.
61002, м. Харків, вул. Кирпичова, 2

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ДК № 333 від 09.02.2001 р.
61023, м. Харків, а/с 10325.
тел. (057) 714-09-08
