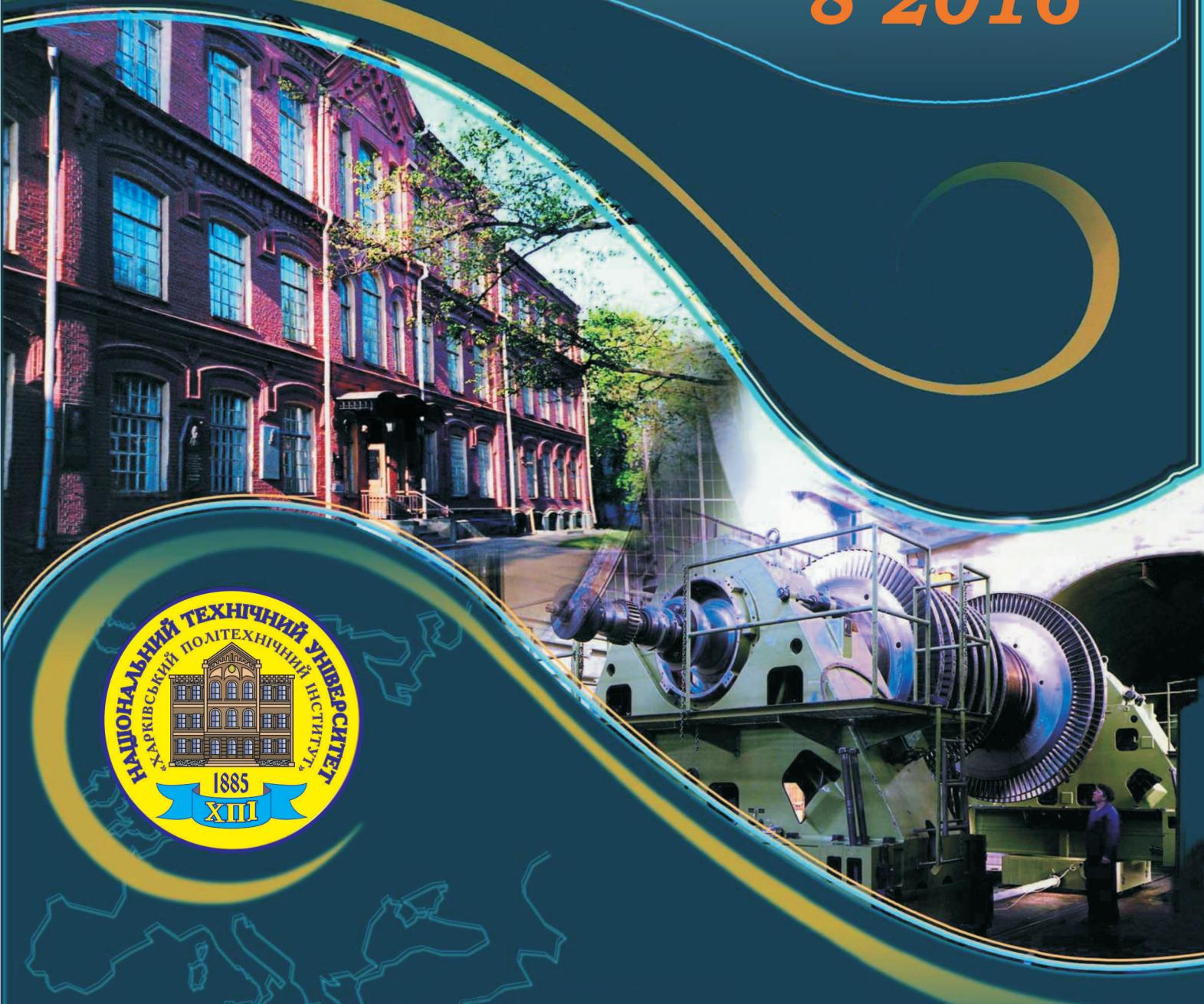


8'2016



*Енергетичні
та теплотехнічні
процеси й устаткування*

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

МИНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет

«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 8(1180) 2016

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2016

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – 162 с. – ISSN 2078-774X.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітета по інформаційній політиці України

КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською та російською мовами

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Координаційна рада:

Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ (**голова**);
К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАНУ;
Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;
А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;
В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;
П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.;
С. І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В. І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.;
Г. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.; О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.;
В. І. Ніколаєнко, канд. іст. наук, проф.; П. Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.;
В. А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.; М. І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.;
В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.; Г. М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;
Ю. В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.; М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

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

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

Члени редколегії: А. М. Ганжа, д-р техн. наук, проф.; В. І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.;

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

P. Ligrani, д-р техн. наук, проф. (USA); Ю. М. Мацевитий, д-р техн. наук, дійсний чл. НАНУ;

S. Nick, д-р техн. наук, проф. (UK); А. В. Русанов, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ;

R. Rzadkowski, д-р техн. наук, проф. (Poland); М. О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.;

O. I. Тарасов, д-р техн. наук, проф.; А. П. Усатий, д-р техн. наук, проф.;

A. A. Халатов, д-р техн. наук, проф., дійсний чл. НАНУ; О. Ю. Черноусенко, д-р техн. наук, проф.;

O. Л. Шубенко, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ

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

Рекомендовано до друку Вченого радиою НТУ «ХПІ».

Протокол № 1 від 29 січня 2016 р.

NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY
“KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE”

BULLETIN
OF THE NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY
“KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE”

Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment

№ 8(1180) 2016

Collected Works

The publication was founded in 1961

Kharkiv
NTU “KhPI”, 2016

Bulletin of the NTU “KhPI”. Collected Works. Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. – Kharkiv : NTU “KhPI”. – 2016. – No 8(1180). – 162 p. – ISSN 2078-774X.

State edition

Certificate of State Committee of Ukraine for Information Policy

KB No 5256 from July 2, 2001

The collection is published in Ukrainian and Russian.

The Bulletin of the National Technical University "KPI" is put on "The List of Scientific Professional Editions of Ukraine that publish the data of theses for the degree of candidate of sciences and the degree of doctor" approved by the Decision of the Certifying Board of the Ministry of Education and Science of Ukraine as to the Activities of Special Academic Councils of December 2015. Order No1328 (Supplement No8) of 21 December 2015.

Coordinating Board:

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

Editorial Board:

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

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

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

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

Recommended for publication by the Academic Council of NTU “KhPI”
Protocol number 1 of 29 January 2016

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

Солодов В. Г., Хандримайлів А. А., Швецов В. Л., Кожешкорт И. И., Конев В. А. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик отсека ступеней с патрубком паропуска ЦНД мощной паровой турбины с учётом протечек	6
Говорушенко Ю. Н. Объектно-ориентированный итерационно-рекурсивный алгоритм моделирования термогидравлических систем.....	16
Черноусенко О. Ю., Нікуленкова Т. В., Нікуленков А. Г. Оцінка стану енергетичного обладнання України та інших країн.....	22
Бойко А. В., Усатый А. П. Комплексная математическая модель процессов в турбине с регулируемыми отборами пара.....	28
Валамин А. Е., Култышев А. Ю., Шибаев Т. Л., Гольдберг А. А., Сахнин Ю. А., Степанов М. Ю., Шехтер М. В., Билан В. Н. Термофикационная турбина Т-295/335-23,5 для реконструкции энергоблоков с турбинами Т-250/300-240	37
Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Жандковски Р. Численный анализ трёхмерного нестационарного потока идеального газа в последней ступени турбомашины с учётом неосесимметричного выхлопного патрубка	47
Тарасов А. И., Литвиненко О. А., Михайлова И. А. Анализ метода расчета противодавления в тракте подачи воздуха из компрессора в ротор газовой турбины	54
Бондаренко Г. А., Бага В. Н. Моделирование расходных характеристик лабиринтных уплотнений с гладким валом	60
Северин В. П., Никулина Е. Н., Чеченова И. Х. Нелинейные модели переходных режимов паровых турбин АЭС для оптимизации процессов управления	65
Рябоконь Г. О., Мисак Й. С. Порівняльні дослідження розрахункових техніко-економічних показників турбіни К-325-23,5 з результатами теплових випробувань.....	72
Кухтін Ю. П., Лапотко В. М., Хомильєв С. А. Численное исследование влияния окружной неоднородности потока на силовое нагружение лопаток ТВД.....	81
Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Верификация результатов численного исследования движения потока в проточной части регулирующего клапана паровой турбины	88
Нечуйвітер М. М. Вибір оптимальних режимних параметрів теплофікаційних установок парових турбін конденсаційно-теплофікаційного типу	94
Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на надійність та аварійність енергетичного обладнання	100
Тарелін А. А., Сурду Н. В., Нечаев А. В. Влияние электризации влажнопарового потока и электрических полей на изменение механических свойств материалов рабочих лопаток турбин	107
Юдин Ю. А., Субботович В. П., Лапузин А. В., Юдин А. Ю., Темченко С. А. О влиянии надбандажной протечки на аэродинамику выходных диффузоров ЦВД паровых турбин	116
Голощапов В. Н., Бахмутская Ю. О. Характеристики течения пара в концевых уплотнениях ЦВД на этапе набора вакуума	122
Черноусенко О. Ю. Оцінка залишкового ресурсу корпусів парових турбін АЕС.....	129
Кобзар К. О., Шутъ О. Ю., Овсянникова О. О., Сенецький О. В., Третяк О. В. Аналіз причин пошкодження турбогенераторів та гідрогенераторів шляхом визначення складнонапруженого стану деталей	136
Фурсова Т. М. Дослідження напруженого стану робочих лопаток парових турбін та підвищення їх експлуатаційної надійності	143
Елисеев В. В., Москалец А. А. Применение метода Лагранжа-Ритца-Канторовича к анализу колебаний турбинных лопаток	149
Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г., Шульженко Н. Г. Методика расчёта динамики системы турбоагрегат-фундамент-основание энергоблоков при сейсмических воздействиях	153

В. Г. СОЛОДОВ, А. А. ХАНДРИМАЙЛОВ, В. Л. ШВЕЦОВ, И. И. КОЖЕШКУРТ, В. А. КОНЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОТСЕКА СТУПЕНЕЙ С ПАТРУБКОМ ПАРОВПУСКА ЦНД МОЩНОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ С УЧЁТОМ ПРОТЕЧЕК

АННОТАЦІЯ Рассмотрены результаты расчёто-конструкторских разработок и численных исследований входного патрубка с первой ступенью и отсека первых трёх ступеней с учётом отбора пара, протечек через диафрагменные, надбандажные уплотнения и разгрузочные отверстия в дисках ЦНД турбины К-1250-6,9/25. Представлены некоторые методические аспекты и результаты совершенствования исследованных объектов с помощью численного эксперимента.

Ключевые слова: входной патрубок, отсек ступеней, численная модель, ЦНД, паровая турбина.

V. SOLODOV, A. KHANDRIMAILOV, V. SHVETSOV, I. KOZHESHKURT, V. KONEV

INVESTIGATION OF AERODYNAMIC AND ENERGY CHARACTERISTICS OF L.P.C. COMPARTMENT OF STAGES WITH INLET PIPE AND LEAK SYSTEM FOR POWERFUL STEAM TURBINE UNIT

ABSTRACT The results of computational and engineering developments and numerical studies of the inlet pipe compartment with the first three stages are represented, taking into account the steam extraction, leak ages under the diaphragms, shroud seals and discharge openings in the disks of low pressure cylinder of the turbine K-1250-6,9/25. All the computations were based on the model of one speed wet steam flow without droplets and supercooling was not taken into account. The sectorial approach was applied to description of the interaction of the inlet pipe and the group stages. The stages were considered in steady state formulation. The initial data and boundary conditions were taken basing on thermal design of "TURBOATOM". Some methodological aspects and the results of improving of studied facilities by numerical experiment by MTFS® code are discussed. It is shown that the main total pressure loss in inlet pipe arises in collector and in place of its connection with tube. The improvement of inlet pipe annular collector due to the profiled sheets and input tube knee reduces the internal loss coefficient in 2 times. The axial length of the radial-axial outlet channel increase and the height of the splitter reduction almost no effect on the internal losses, but significantly (by 45%) reduce the coefficient of circumferential non-uniformity of static pressure at the stage inlet. Based on the item-evaluation of the effectiveness the final version of the inlet (M7) is developed. It is revealed that the inlet flow angles on the nozzle edges in the left and right sides of the inlet pipe are substantially symmetrical, i.e. the back effect of stages on the inlet pipe is small. The KE loss on the nozzles of 1st stage in the different sectors is different; on sectors of 1st blade row the loss and load are uniform. This effect persists for the next stages. Studies of the first three stages of the compartment based on leaks through the seal and discharge openings, sucking and suction, steam extraction showed that the root suctions behind the nozzles comply with the recommendations of MEI. Design of new seal for blade rows of 1st and 2nd stages in real boundary conditions showed a relatively high efficiency and the weak dependence on flow rate for axial position of the rotor relatively to the stator.

Key words: LPC Inlet pipe, stages compartment, numerical model.

Введение

В статье рассматривается комплексное решение задачи повышения технико-экономических показателей цилиндра низкого давления (ЦНД), которое состоит в снижении диссиpации энергии и неравномерности давления в отсеках паровпуска и первых трёх ступеней путём выполнения вариантовых разработок и их оценок в результате проведения численных экспериментов.

1 Цель и задачи работы

Цель работы – разработка и исследования мероприятий по совершенствованию газодинамических и энергетических характеристик элементов ЦНД.

Задачи работы – разработка математических и 3D вычислительных моделей отсеков паровпуска, включающих варианты входного па-

трубка и первых трёх ступеней с вариантами диафрагменных и надбандажных уплотнений, промежуточным отбором пара, разгрузочными отверстиями в дисках рабочих колёс и входным радиально-осевым каналом входного патрубка; численные исследования вариантов отсека наnominalном режиме с оценкой влияния отдельных геометрических параметров проточной части на характеристики входного патрубка и ступеней. Основные результаты работы докладывались в [1].

2 Математическая модель течения и постановка численного эксперимента

В численном эксперименте использован программный комплекс *MTFS®software* [2, 3], обеспечивающий интегрирование уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу-Фавру на основе неявной разностной *TVD* схемы конечных объёмов 2-го порядка точности и варианта алго-

ритма [3], допускающего эффективное расщепление вычислительного процесса для многопроцессорных платформ. Расчёты подобласти аппроксимировались неструктурными гексагональными сетками. Твёрдые стенки предполагались адиабатическими с условием прилипания и равенством нулю эффективной вихревой вязкости. Тurbулентные эффекты описывались на основе SST модели Ментера [4]. Все расчёты выполнены на основе табличной модели влажного пара и приближения равновесной конденсации.

Входной патрубок (рис. 1, 2) симметричен относительно продольной и поперечной вертикальных плоскостей. Его коллектор имеет значительное количество внутренних структурных элементов и два подвода в нижней половине. С целью экономии вычислительных ресурсов использован секторный подход [3] на интерфейсах пространства патрубка и каналов диафрагмы 1-й ступени. На окружности подвода использовались 6 секторов интерфейса (рис. 3). Каждому сектору соответствовала одна проточная часть ряда ступеней. В процессе расчёта течения в патрубке и отсеке угловой размер секторов варьировался для минимизации окружного градиента полного давления на интерфейсе.

Мощности сеточного разбиения по элементам отсека в среднем составляли около 5–7 млн. ячеек в проточной части входного патрубка и до 30 млн. ячеек в ступенях отсека. Все каналы уплотнений в ступенях и междисковые разгрузочные отверстия моделировались в полной трёхмерной постановке в рамках условий периодичности. Расчёчная область за 3-й ступенью (рис. 4) достраивалась коаксиальной цилиндрической трубой.

Численное моделирование течения в вариантах отсека проводилось в условиях отсутствия

возможности экспериментальной проверки получаемых результатов. Поэтому стратегия численного эксперимента основывалась на опыте расчётов исследований паропускных одноступенчатых отсеков [5], предварительном выборе вычислительной сетки для течения через изолированное одиночное уплотнение. Результаты расчётов сравнивались с известными экспериментальными данными [6, 7]. Подобранные таким образом параметры сеточного разрешения применялись при соавтомации модели трёхступенчатого отсека с пропечками.

В математической модели описаны все основные геометрические параметры, определяющие характеристики проточной части первых трёх ступеней ЦНД, в том числе надбандажные и диафрагменные уплотнения, разгрузочные отверстия, отбор пара. Моделирование выполнено для名义ального режима работы ЦНД на основе данных теплового расчёта ПАО «Турбоатом». При этом на входных сечениях подводящих труб задавались полные параметры потока без завихрённости и нулевая влажность. На удалении от выхода 3-й ступени фиксировалось постоянное вдоль радиуса статическое давление. На выходе из диафрагменной пропечки ставилось статическое давление в корневом сечении межвенцевого зазора 4-й ступени из теплового расчёта.

3 Некоторые результаты исследования отсека и обсуждение

Варианты входного отсека ЦНД тихоходной паровой турбины К-1250-6,9/25 проекта ПАО «Турбоатом» представлены на схеме проточной части (рис. 1). Основные данные исходной конструкции приведены в табл. 1, 2.

Таблица 1 – Геометрические характеристики входного патрубка

Параметр	Обозначение	Размерность	Величина
Диаметр кольцевой камеры входного патрубка	$D_{\text{к.к.}}$	мм	6880
Ширина кольцевой камеры входного патрубка на $D_{\text{к.к.}}$	$b_{\text{к.к.}}$	мм	1592
Диаметр ресиверов входного патрубка	D_p	мм	1592
Положение оси ресиверов ниже плоскости разъема ЦНД	h	мм	544,5
Количество ресиверов входного патрубка	z	шт	2
Полуширина радиального канала патрубка на входе	a_p	мм	510
Ширина кольцевого канала перед разделением его на два кольцевых канала с поворотом на 90 град.	$2a$	мм	400
Высота сопловой решетки на входе	L_c	мм	225
Отношение полуширины горла радиального канала на выходе к высоте сопловой решетки	a/L_c	—	0,89

Таблица 2 – Геометрические характеристики ступеней

Параметр	Обозначение	Размерность	№ ступени		
			1	2	3
Высота сопла	L_c	мм	225	335	521
Корневой диаметр сопловой решётки	$D_{c,k}$	мм	3052	3040	3020
Углы выхода потока из сопла	α_{1cp}	град	14,3	14,6	13,8
Количество сопловых лопаток	z_c	шт	142	142	142
Количество рабочих лопаток	z_l	шт	220	170	100
Длина рабочих лопаток	L_l	мм	238	394	590
Корневой диаметр рабочей решётки	$D_{l,k}$	мм	3046	3030	3005
Веерность рабочих лопаток	D_l/L_l	--	13,8	8,69	6,09
Угол корневого меридионального раскрытия	$\gamma_{l,k}$	град	0	0	0
Угол периферийного раскрытия	$\gamma_{l,p}$	град	0	15	0
Периферийная перекрыша (радиальная)	Π_p	мм	10	32,5	61,5
Углы выхода потока из ступени	β_{2cp}	град	20,4	19,0	18,2
Уплотнение надбандажное	—	—	лабиринтное прямоточное		
Радиальный зазор	dr	мм	3	3,5	4
Количество гребней на статоре	Z	шт	7	8	2+3
Уплотнение диафрагменное	—	—	ступенчатое		

3.1 Методика обработки полей газодинамических величин

Интегральные массовые и энергетические характеристики элементов отсека вычислялись в характерных сечениях: на входе в патрубок, по входным и выходным кромкам сопловых и рабочих лопаток рассматриваемых ступеней. Осреднение параметров в этих сечениях выполнялось по методике [8]. Интегральные значения потерь полного давления и кинетической энергии (КЭ) на участках между сечениями определялись по общепринятым формулам [6, 8].

3.2 Совершенствование аэродинамических характеристик входного патрубка

Совершенствование входного отсека выполнялось перебором вариантов методом эвристического поиска. Таким путём была выбрана высота и конфигурация рассекателя, размер горла, ширина и осевая длина осерадиального канала, внутренние очертания коллектора и форма канала со-пряжения подводящей трубы (ресивера) с коллектором.

В предварительных расчётах вариантов патрубка выполнялось осреднение параметров потока в зазоре вдоль окружности интерфейса между патрубком и входом в ступень. Исходя из данных предварительных расчётов, а также с учётом малости окружных градиентов параметров на интерфейсе «ступень–патрубок», выбраны секторы

осреднения размером в 30° , 60° , 90° . Кроме того учитывалось, что патрубок спроектирован с установкой разделительных стенок в плоскости симметрии. На каждом секторе рассчитывалось течение в группе ступеней с осреднением по расходу в межвенцовом зазоре, т.е. в стационарной постановке. По результатам расчётов течения получены потери давления в патрубке и потери КЭ в ступенях в каждом секторе. Отсчёт углов на графике потерь принят от верхнего разделителя. Потери КЭ в секторах ступени вычислялись по отношению к перепаду на каждый сектор ступени, затем взвешивались по расходу через секторы подвода.

Ряд некоторых значимых вариантов коллектора с каналом сопряжения с трубой ресивера представлен на рис. 2 с нанесёнными изолиниями полного давления в плоскости симметрии патрубка. Из рисунка можно сделать вывод о двух последних конфигурациях M6, M7 как наиболее экономичных. При этом вариант M6 является идеализированным, вариант M7 сохраняет положительные качества M6 и предложен к реализации в проекте.

Основные потери полного давления во входном патрубке, отнесённые к скоростному напору на выходе из патрубка, возникают в пассивных зонах коллектора и в местах сопряжения подводящей трубы и коллектора. Дополнительные потери вносит наличие стержневой силовой системы. Коэффициенты полных и внутренних потерь при калибровке последних скоростным напором на выходе составляют 1,28–1,56 и 0,25–0,51

соответственно. Устройство эффективного диффузорного сочленения ресивера с кольцевой камерой патрубка и профицированных выгородок в верхней и нижней половинах коллектора обеспечивает существенное уменьшение потерь: коэффициент внутренних потерь патрубка в варианте М6 относительно варианта М5 уменьшается с 0,517 до 0,253, т.е. в два раза, однако это усложняет конструкцию патрубка. Упрощение конструкции в верхней части (М7) незначительно повышает потери в патрубке.

При исследованной организации входного отсека вклад завихренности на периферии проточной части от параметров канала с разделением и поворотом потока к первой ступени в потери КЭ для рассмотренных вариантов отличается мало.

Оценка неравномерности полного давления на входе в первые ступени показывает, что варианты улучшенного подвода с удалением плоскости входа в ступень от оси ЦНД дают сниженный на 30 % коэффициент неравномерности в сравнении с исходным входным отсеком. Улучшенное сопряжение ресиверов с кольцевой камерой в исходном варианте дает снижение коэффициента неравномерности на 10%. Можно рассчитывать на дальнейшее снижение коэффициента неравномерности при объединении этих направлений модернизации.

На рис. 3 представлены потери кинетической энергии (КЭ) в каналах 1-й ступени на разных секторах подвода для усовершенствованных коллекторов входного патрубка М7. Несмотря на различия в знаках угла атаки кромок сопловых лопаток для правого и левого подводов потери по секторам и подводам различаются относительно мало. Для диафрагм 2-й и 3-й ступеней это различие выражено слабо.

Следует заметить, что при многосекторной детализации отвода через ступень потери давления в патрубке практически не изменяются; таким образом, использованная в предыдущих работах односекторная модель отсека [5] даёт достоверные результаты для газодинамических характеристик патрубка.

3.3 Совершенствование аэродинамических характеристик отсека ступеней

Течение в исходном отсеке ступеней по средним параметрам в среднем соответствует данным теплового расчёта по зазорам. Температура пара к выходу третьей ступени снижается на 70 град, влажность, отсутствующая на входе в патрубок, появляется за сопловым аппаратом (СА) № 1, на выходе ступени № 3 достигает 7 % в ядре потока, при этом периферийный и корневой пояса содержат не более 3 % влаги из-за протечек через уплотнения. Ступени работают в дозвуковом ре-

жиме, максимальное число Maxa 0,95 достигается локально в корневой зоне межвенцового зазора 3-й ступени (рис. 4). Рабочие лопатки 1-ой и 2-ой ступеней исходного отсека на номинальном режиме обтекаются с углом атаки в спинку по всей высоте, в модернизированном отсеке обтекаются безударно (рис. 5, 6).

Увеличение осевой длины радиально-осевого канала и уменьшение высоты рассекателя практически не влияет на величину внутренних потерь, но существенно (на 45 %) снижает коэффициент окружной неравномерности статического давления перед ступенью. С учётом дополнительного улучшения формы каналов коллектора и кольца ресивера коэффициент неравномерности уменьшается на 58,7 % (М7).

Анализ рис. 7 показывает, что потери КЭ практически на всех каналах для исходных ступеней выше, чем для модернизированных ступеней. В частности, рабочие каналы модернизированного отсека показывают более высокую эффективность за счёт изменённых профилей и существенно меньших расходов надбандажной протечки в результате замены прямоточного уплотнения на разношаговое многодроссельное уплотнение (РМУ) (рис. 8). В 3-й ступени сохранено исходное исполнение рабочего венца.

Исследования 1-й, 2-й, 3-й ступеней в составе отсека показывают эффективность предложенных мероприятий по модернизации сопловых и рабочих решёток. Усовершенствование сопряжения сопловых и рабочих решёток в ступенях отсека и их корректировка с учётом изменения располагаемых теплоперепадов позволили снизить коэффициент потерь КЭ 1-й ступени на 7,5 %, 2-й – на 18,7 %, 3-й ступени – на 22,7 %.

Исследования РМУ рабочих колёс 1-й и 2-й ступеней показали их сравнительно высокую эффективность и малую зависимость расхода от осевого положения ротора относительно статора (в пределах 12 %). В частности, расход через надбандажные уплотнения данных ступеней снижен в ~6 раз (рис. 8), а также улучшено течение в периферийном поясе СА2, СА3.

Анализ моментных характеристик рабочих венцов показал повышение КПД всех ступеней для модернизированного отсека в сравнении с исходным отсеком также за счёт перенаправления части пара надбандажной протечки в рабочие каналы ступени. Анализ влияния ширины входного сечения радиально-осевого канала патрубка показал, что уменьшать её относительно исходного значения не целесообразно.

Условность определения граничных параметров за третьей ступенью отсека указывает на необходимость проведения численных исследований всей проточной части ЦНД.

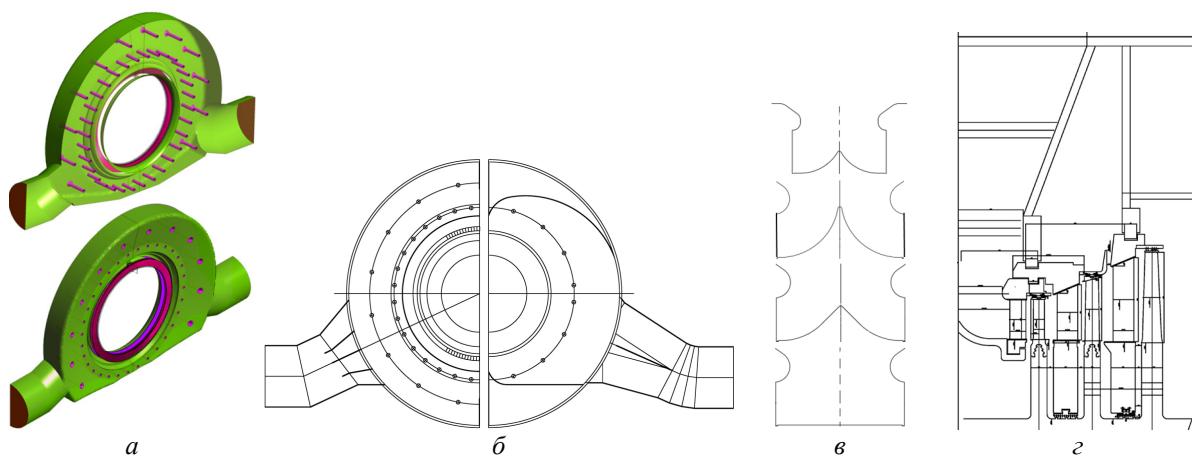


Рис. 1 – Схеми елементов отсека и расчётной области:
а, б – варианты М0, М5, М6; в – варианты входного канала; г – модернизированная проточная часть

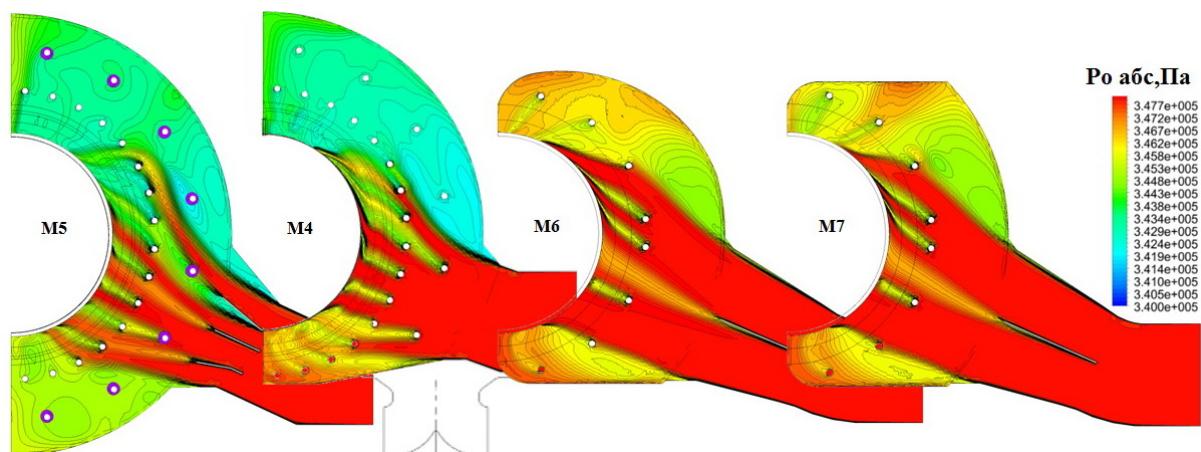


Рис. 2 – Изолинии полного давления в некоторых вариантах патрубка с сопряжением труб, силовыми и направляющими элементами

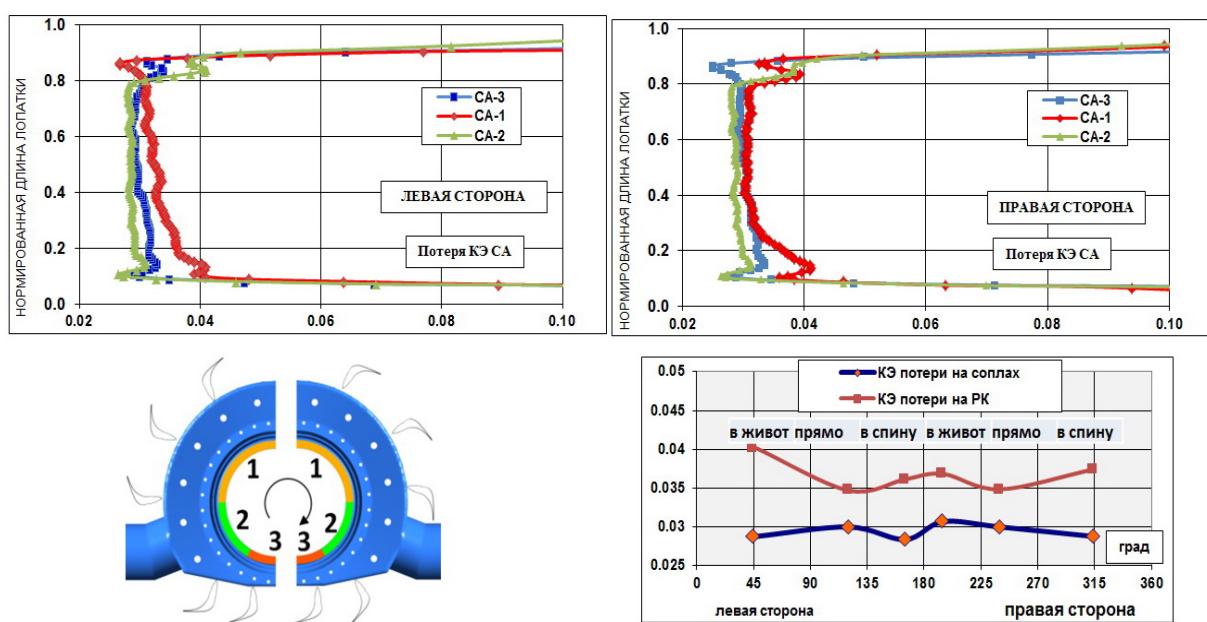


Рис. 3 – Неравномерность потерь КЭ на СА ступени № 1. Расчёт по 6 секторам

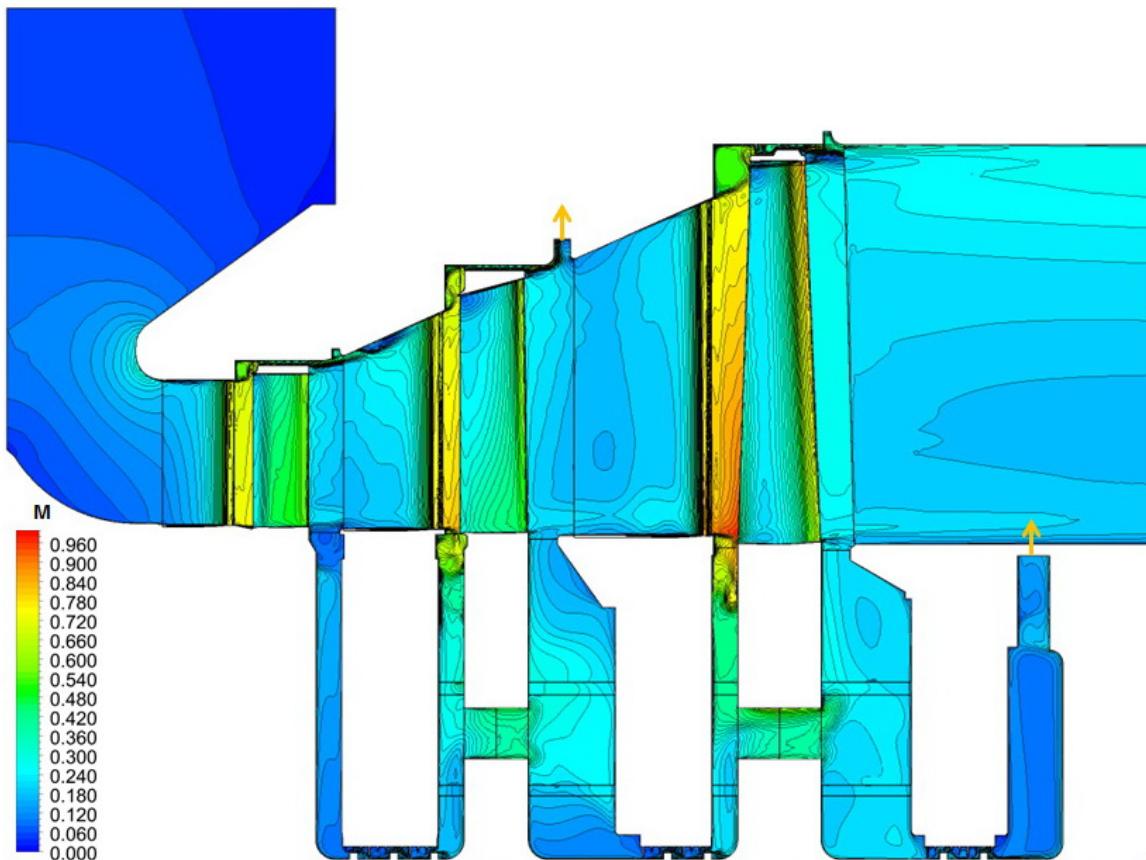


Рис. 4 – Изолинии относительного числа Маха для исходного отсека

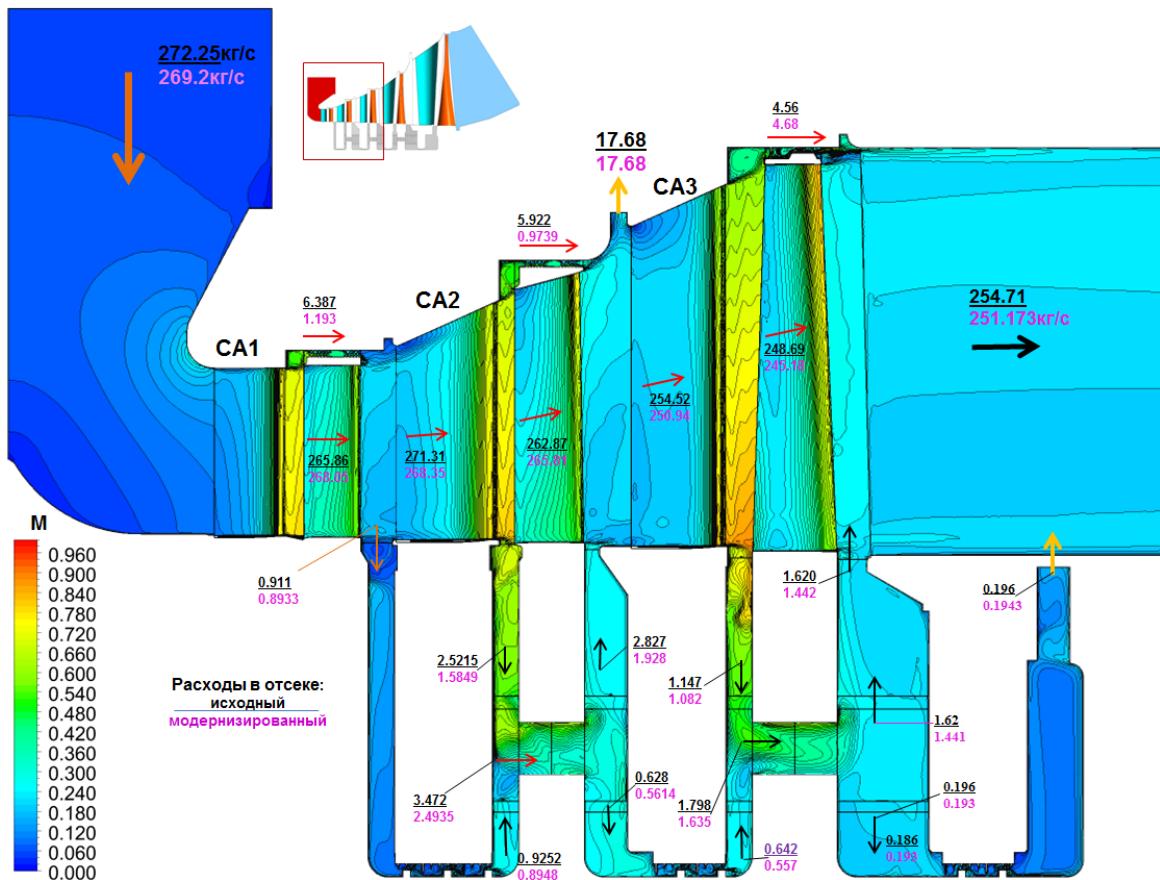


Рис. 5 – Изолинии относительного числа Маха для модернизированного отсека

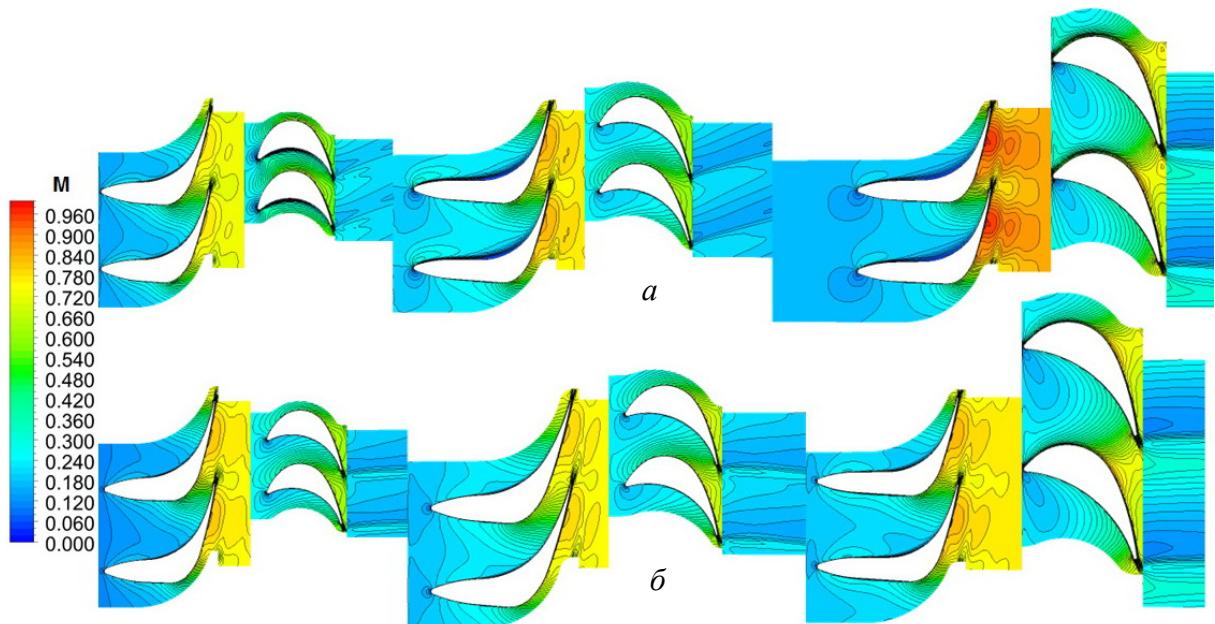


Рис. 6 – Ізолінії относительного числа Маха для отсека на середньому радіусі облопачування:
а – исходного; б – модернізованого

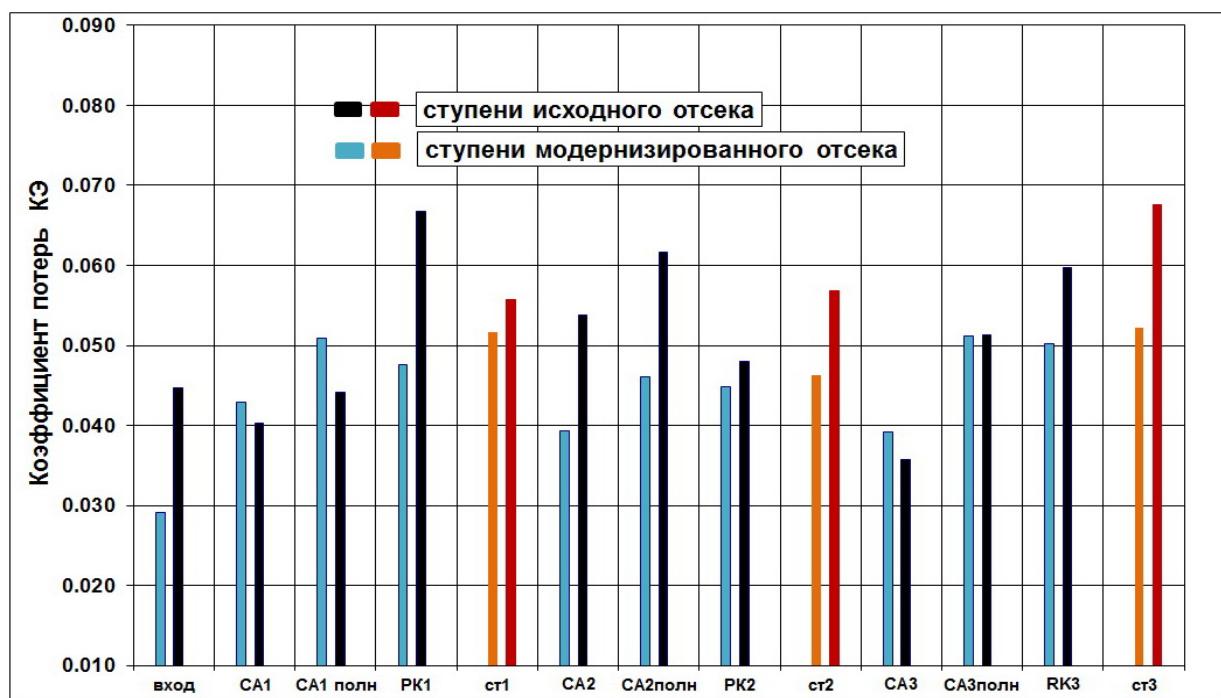


Рис. 7 – Потери КЭ на каналах и ступенях отсеков без включення
межсвенцового зазора і с включенім (CAполн)

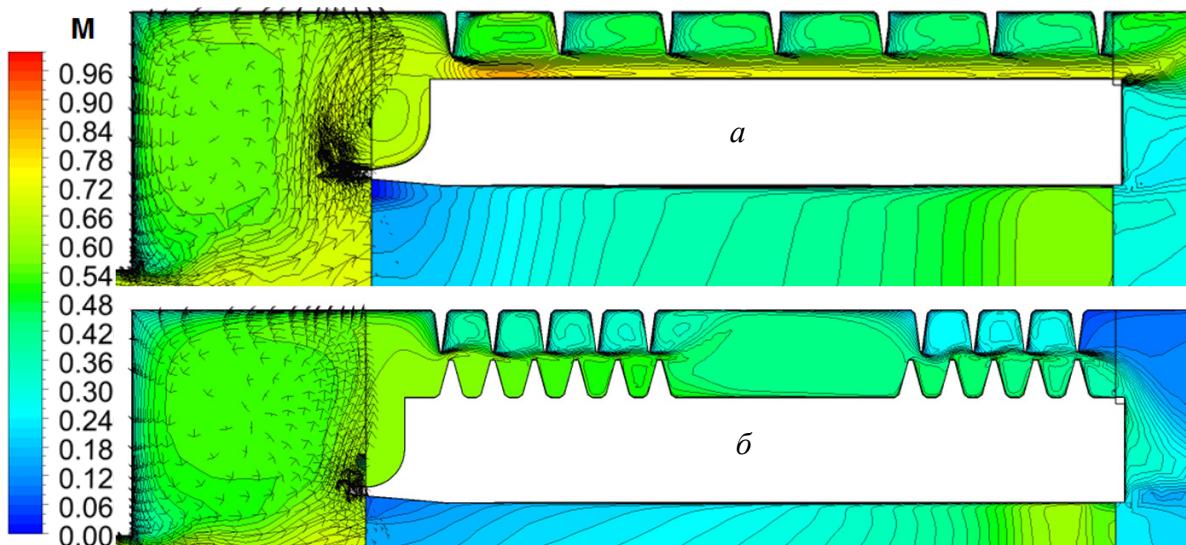


Рис. 8 – Линии уровня относительного числа Maxa в надбандажном уплотнении для РК1:
а – в исходном исполнении; б – модернизированном исполнении

Заключение

Представлены результаты численного эксперимента по совершенствованию аэродинамических и энергетических характеристик вариантов отсека трёх первых ступеней совместно с входным патрубком ЦНД турбины К-1250-6,9/25 на влажном паре с табличными свойствами при использовании равновесной модели течения. Формирование требований к математическим моделям и проведению численных исследований с учётом реальных граничных условий выполнено путём предварительного проведения комплекса верификационных численных расчётов.

Установлено, что основные потери полного давления в исходной конструкции входного патрубка возникают в коллекторе и в канале сопряжения подводящей трубы и коллектора. Дополнительные потери вносит наличие стержневой силовой системы. Устройство эффективного диффузорного сочленения ресивера с кольцевой камерой и профилированных выгородок в верхней и нижней частях патрубка обеспечивает заметное снижение потерь.

Улучшение формы канала в кольцевом коллекторе за счёт профилированных листовых вставок и колена от трубы ресивера уменьшает коэффициент внутренних потерь в 2 раза. Увеличение осевой длины радиально-осевого канала и уменьшение высоты рассекателя практически не влияет на величину внутренних потерь, но существенно (на 45 %) снижает коэффициент окружной неравномерности статического давления перед ступенью. С учётом дополнительного улучшения формы каналов коллектора и колена ресивера коэффициент неравномерности уменьшается на 58,7 %. На основе поэлементной оценки эффективности

разработан итоговый вариант входного патрубка (М7).

Углы натекания на входные кромки СА в левой и правой частях патрубка практически симметричны, т.е. обратное влияние ступеней на патрубок мало. Для подвода со встречными трубами потери КЭ на соплах 1-й ступени на разных секторах отличаются, особенно в концевых зонах; на секторах РК1 показывают равномерное распределение потерь и нагрузки. Это влияние практически не распространяется на последующие ступени.

Исследования отсека трёх первых ступеней с учётом протечек через уплотнения и разгрузочные отверстия, отсосов и подсосов, отбора пара показали, что корневые отсосы за СА соответствуют рекомендациям МЭИ [9]. Усовершенствование сопряжения сопловых и рабочих решёток в ступенях отсека и их корректировка с учётом изменения располагаемых теплоперепадов позволили снизить коэффициент потерь КЭ для 1-ой ступени на 7,5 %, 2-ой – на 18,7%, 3-ей ступени – на 22,7 %.

Конструкция разношаговых многодроссельных уплотнений рабочих венцов 1-й и 2-й ступеней в реальных граничных условиях показали сравнительно высокую эффективность и слабую зависимость расхода от осевого положения ротора относительно статора.

Разработанные математические модели и методические аспекты численных исследований указывают на возможность постановки численного эксперимента по определению и совершенствованию газодинамических и энергетических характеристик проточной части цилиндра паровой турбины.

Список літератури

- 1 **Швецов, В. Л.** Аэродинамическое совершенствование паропускного отсека трех ступеней ЦНД с помощью численного эксперимента [Электронный ресурс] / **В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, В. А. Конев, В. Г. Солодов, А. А. Хандрийлов** // Материалы XV междунар. н/т конф. «Соверш. турбоустановок методами матем. и физ. моделирования» 15 сентября 2015. – Змiev : ИПМаш НАНУ, 2015. – 10 с. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Загл. с этикетки диска.
- 2 Сертификат гос. регистрации авторских прав № 5921 Украины. Научно-прикладной программный комплекс *MTFS®* для расчёта трёхмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы [Текст] / **В. Г Солодов, Ю. В. Стародубцев**. – Украинское Государственное Агентство по авторским и смежным правам. – № 5921 ; заявл. 24.05.2002 ; опубл. 17.07.2002.
- 3 **Солодов, В. Г.** Опыт трёхмерного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в турбомашинах [Текст] / **В. Г Солодов, Ю. В. Стародубцев** // В кн: Аэрогидродинамика: Проблемы и перспективы. – Харьков : Нац. Аэрокосм. Ун-т «ХАИ», 2004. – С. 134–157.
- 4 **Солодов, В. Г.** Моделирование турбулентных течений: Расчёт больших вихрей [Текст] / **В. Г. Солодов**. – Харьков : ХНАДУ, 2011. – 168 с. – ISBN 978-966-303-371-6.
- 5 **Шубенко, А. Л.** Совершенствование термо-газодинамических характеристик проточных частей мощных паровых турбин [Текст] / **А. Л. Шубенко, В. Л. Швецов, В. Н. Голощапов, В. Г. Солодов, С. В. Алексина**. – Харків : Цифрова друкарня № 1, 2013. – 172 с. – ISBN 978-617-7017-32-4.
- 6 **Идельчик, И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст]. – М. : Машиностроение, 1975. – 559 с.
- 7 **Орлик, В. Г.** Сравнительное исследование прямоточных и ступенчатых лабиринтовых уплотнений для турбомашин [Текст] / **В. Г. Орлик, А. З. Скоморовский** // Энергомашиностроение. – 1979. – № 5. – С. 10–12.
- 8 Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин [Текст] / под ред. **В. А. Черникова**. – Ленинград : Машиностроение, 1980. – 263 с.
- 9 **Щегляев, А. В.** Паровые турбины [Текст] / **А. В. Щегляев**. – М. : Энергоатомиздат, 1993. – 416 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 Shvetsov, V. L., Kozheshkurt, I. I., Konev, V. A., Solodov, V. G. and Khandrimailov, A. A. (2015), "Aerodinamicheskoe sovershenstvovanie paropusknogo otseka treh stupenej CND s pomoshh'ju chislennogo jeksperimenta [Aerodynamic improvement of L.P.C. inlet pipe compartment of three stages with the help of a numerical experiment]", *Reports of XV Intern conf. "An Improvement of turbine units by the methods of mathem and phys. modeling" 15 Sept.* [Electronic], IPMash of NASU, Zmiev, Ukraine (accessed 28 September 1015).
- 2 Solodov, V. G. and Starodubtsev, Yu. V. (2002) *Scientific Application Program Complex MTFS® for Calculation of 3D Viscous Turbulent Flows of Liquids and Gases in the Regions of Arbitrary Form*, Sertifikat Gos. Registr. Avtorskikh Prav," UGAASP, No. 5921, Ukraine.
- 3 Solodov, V. G. and Starodubtsev, Yu. V. (2004), "Opyt trehmernogo modelirovaniya szhimaemyh vjazkih turbulentnyh tchenij v turbomashinah [The experience of 3D modeling compressible viscous turbulent flows in turbomachinery]", Books: *Ajerogidrodinamika: Problemy i perspektivy*, Nac. Ajerokosm. Un-tet "HAI", Kharkov, pp. 134–157.
- 4 Solodov, V. G. (2011), *Modelirovanie turbulentnyh tchenij: Raschet bol'shih vihrej* [Turbulent flow modeling. Large eddy simulation], Publishing house KhNA-HU, Kharkov, Ukraine, ISBN 978-966-303-371-6.
- 5 Shubenko, A. L., Shvetsov, V. L., Goloschapov, V. N., Solodov, V. G. and Alexina, S. V. (2013) *Sovershenstvovanie termo-gazodinamicheskikh harakteristik protochnih chastej moshhnyh parovih turbin* [An improvement of thermo and gas dynamic characteristics of flow path of power steam turbine units], Cifrova Drukarnia No. 1, Kharkov, Ukraine. – ISBN 978-617-7017-32-4.
- 6 Idelchik, I. E. (1975), *Spravochnik po gidravlicheskim sопротивлениям* [Handbook of hydraulic resistance], Mashinostroenie, Moscow, Russian.
- 7 Orlik V. G. and Skomorovsky, A. Z. (1979), "Sravnitel'noe issledovanie prjamotochnyh i stupenchatykh labirintovyh uplotnenij dlja turbomashin [A comparative study of once-through and staggered labyrinth seal for Turbomachinery]", *Jenergomashinostroenie [Energomashinostroenie]*, no. 5. pp. 10–12.
- 8 Chernikov V. A. (ed.) (1980), *Ajerodinamicheskie harakteristiki stupenej teplovyh turbin* [Aerodynamic Characteristics of Heat Turbine Stages], Mashinostroenie, Leningrad, Russian.
- 9 Shegliaev, A.V. (1993), *Parovye turbiny* [Steam Turbines], Jenergoatomizdat [Energoatomizdat], Moscow, Russian.

Сведения об авторах (About authors)

Солодов Валерий Григорьевич – доктор технических наук, профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный ун-т (ХНАДУ), заведующий кафедрой «Теоретическая механика и гидравлика»; г. Харьков, Украина; e-mail: solodov.v@gmail.com. ORCID 0000-0001-9607-8184.

Solodov Valerii – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department "Theoretical mechanics and Hydraulics", Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, Ukraine; e-mail: solodov.v@gmail.com.

Хандрийлов Андрей Алексеевич – кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный ун-т (ХНАДУ), доцент кафедры «Теоретическая механика и гидравлика»; г. Харьков, Украина; e-mail: khandrym@gmail.com. ORCID 0000-0003-4403-3392.

Khandrymailov Andrei – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department "Theoretical mechanics and Hydraulics", Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, Ukraine; e-mail: khandrym@gmail.com.

Швецов Виктор Леонидович – кандидат технических наук, главный конструктор паровых турбин, Публичное акционерное общество «Турбоатом», г. Харьков, Украина; e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Shvetsov Victor – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), chief-designer of steam turbines, Private Joint Stock Company "Turboatom", Kharkov, Ukraine; e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Кожешкурт Иван Иванович – начальник отдела, Публичное акционерное общество «Турбоатом», г. Харьков, Украина; e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua

Kozheshkurt Ivan – Head of Department, Private Joint Stock Company "Turboatom", Kharkov, Ukraine; e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Конев Владимир Афанасьевич – ведущий инженер-конструктор, Публичное акционерное общество «Турбоатом», г. Харьков, Украина; e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Konev Vladimir – Lead design engineer, Private Joint Stock Company "Turboatom", Kharkov, Ukraine; e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Солодов, В. Г. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик отсека ступеней с патрубком паропуска ЦНД мощной паровой турбины с учётом протечек [Текст] / **В. Г. Солодов, А. А. Хандрийлов, В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, В. А. Конев** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 6–15. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.01.

Please cite this article as:

Solodov, V., Khandrimailov, A., Shvetsov, V., Kozheshkurt, I. and Konev, V. (2016), "Investigation of aerodynamic and energy characteristics of L.P.C. compartment of stages with inlet pipe and leak system for powerful steam turbine unit". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 6–15, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.01.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Солодов, В. Г. Дослідження аеродинамічних і енергетичних характеристик відсіку ступенів з патрубком паропуску ЦНД потужної парової турбіни з урахуванням протічок [Текст] / **В. Г. Солодов, А. О. Хандрийлов, В. Л. Швецов, І. І. Кожешкурт, В. А. Конев** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 6–15. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.01.

АНОТАЦІЯ Розглянуто результати розрахунково-конструкторських розробок і чисельних досліджень вхідного патрубка з першим ступенем і відсіку перших трьох ступенів з урахуванням відбору пари, протікання через діафрагмові, надбандажні ущільнення та розвантажувальні отвори в дисках ЦНТ турбіни К-1250-6,9/25. Представлені деякі методичні аспекти та результати вдосконалення досліджених об'єктів за допомогою чисельного експерименту.

Ключові слова: вхідний патрубок, відсік ступенів, чисельна модель, ЦНТ, парова турбіна.

Поступила (received) 15.01.2016

Ю. Н. ГОВОРУЩЕНКО

ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННЫЙ ИТЕРАЦИОННО-РЕКУРСИВНЫЙ АЛГОРИТМ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕРМОГИДРАУЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

АННОТАЦИЯ Приведено описание объектно-ориентированного итерационно-рекурсивного алгоритма моделирования термогидравлических систем, предназначенного для решения широкого круга практических задач и отличающегося эффективностью, гибкостью, расширяемостью и переносимостью. На некоторых примерах продемонстрированы преимущества объектного подхода к анализу термодинамических циклов различного типа. Описаны особенности программной реализации с использованием алгоритмического языка общего назначения и показана целесообразность интеграции с графической средой для анализа термогидравлических систем.

Ключевые слова: объектный подход, моделирование, термогидравлические системы.

Yu. N. GOVORUSHCHENKO

OBJECT-ORIENTED ITERATIVE-RECURSIVE ALGORITHM FOR THERMAL-HYDRAULIC SYSTEMS SIMULATION

ABSTRACT The description of the object-oriented iterative-recursive algorithm for thermal-hydraulic systems simulation is presented, which intended for wide range of practical problems and characterized by effectiveness, flexibility, extensibility and portability. Some examples of advantages of the object-oriented approach (encapsulation, inheritance, composition etc.) to the analysis of thermodynamic cycles are demonstrated, in particular, the possibility of the turbomachine's detailed flow path aerodynamic calculation in common with the cycle's simulation is justified. The features of the software implementation using a general purpose algorithmic language are described and the expediency of integration of the algorithm with a graphical environment for the thermal-hydraulic systems analysis is shown.

Key words: object approach, simulation, thermal-hydraulic systems.

Введение

Современные программные комплексы моделирования термодинамических циклов (тепловых схем, термогидравлических систем) основываются на объектно-ориентированном подходе [1, 2]. Последний в сочетании с традиционным использованием моделей базовых компонентов [3, 4] как объектов, а также алгоритмов решения балансовых уравнений предполагает наличие специализированного языка для поддержки:

- инкапсуляции, т.е. представления компонента в виде совокупности данных и присущих ему действий – методов;
- наследования для организации описания компонентов в виде иерархии;
- композиции, т.е. создания новых типов компонентов из набора существующих;
- делегирования (агрегирования) в смысле переназначения компоненту определённой функциональности другого компонента.

Специализированный язык для расчёта циклов обычно базируется на одном из алгоритмических языков общего назначения, способном поддерживать перечисленные выше особенности. Более простой базовый язык является предпочтительным, поскольку его компилятор (или интерпретатор) становится составной частью программного комплекса расчёта циклов. Объектно-ориентированный подход предъявляет специальные требования также и к алгоритму расчёта, главными из которых является открытость для

добавления новых элементов и изменения функциональности уже существующих в соответствии с перечисленными выше требованиями, а также гибкость в организации различных вариантов моделирования рассматриваемого объекта (проектирование и анализ, оптимизация параметров и проч.).

В данной статье предлагается один из возможных сценариев разработки программного комплекса расчёта термодинамических циклов, предназначенного для решения широкого круга практических задач.

Цель работы

Целью статьи является изложение основного элемента системы – предлагаемого алгоритма расчёта на базе языка процедурного описания тепловых схем.

Алгоритм расчета

Для понимания работы алгоритма рассмотрим пример (рис. 1). На рис. 1а изображена структура парового цикла, включающая компоненты, подписанные и пронумерованные на схеме. Типам элементов в системе присвоены мнемонические имена, например, *turb*, *cond*, *rump* и т.д. Методы расчёта компонентов, имеют те же имена, но с подчерком в конце (*turb_*, *cond_*, *rump_*, ...). Компоненты снабжены пронумерованными узлами (полюсами, портами) к которым подсоединяются

связи, объединяющие элементы в схему, и физически моделирующие потоки вещества и энергии. Процедура описания связей обычно называется *link*_ и имеет два параметра, обозначающих выходной и входной узлы смежных элементов. Функция *lsplit*_ является методом специального элемента – сплиттера, разделяющего поток на два в заданной пропорции. Как видно из кода, описывающего данную схему в режиме проектирования, когда расходы пара через турбины считаются заданными (рис. 1 δ), программа состоит, в основном, из пар вызовов процедур описания связи и расчёта элемента, в которую она входит. Для начала программирования цикл разрывается на выходе одного из элементов (в данном случае клапана за котлом) и составляется цепочка вызовов по ходу основного потока до тех пор, пока не будет достигнут начальный элемент.

Как видно, код программы, хотя и выглядит описательным, одновременно задаёт и топологию

схемы и последовательность выполнения расчётов (в отличие от языка *DNA* [5]). Будучи дополненной данными по параметрам элементов, этой информацией оказывается достаточно для выполнения теплового расчёта в соответствии с алгоритмом, реализованным в ядре системы. Сам же алгоритм оказывается очень простым, поскольку заключается в итерационном выполнении кода (рис. 1 δ) до тех пор, пока не достигается с заданной точностью баланс схемы. Опыт расчётов показывает, что количество необходимых итераций на единицу больше числа регенеративных отборов и в данном случае равно двум. В простых схемах (без дополнительных циклов) для расчёта достаточно одной итерации, если только не требуется уточнение параметров элементов, например, КПД турбин. Заметим, что в соответствии с алгоритмом программы [6] для расчёта этой схемы требуется решать уравнение с 10 неизвестными.

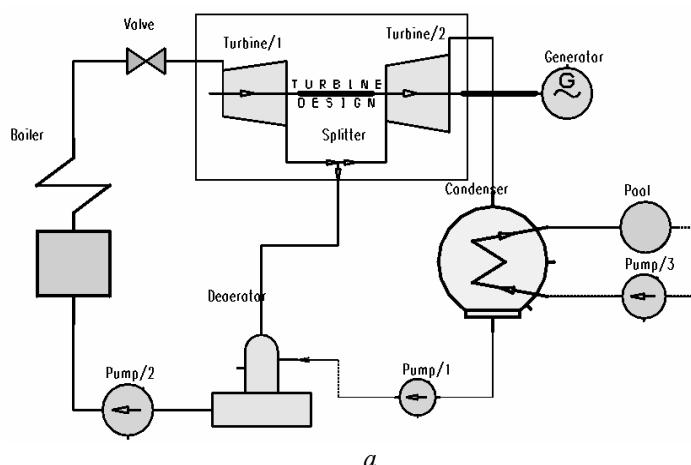


Рис. 1 – Регенеративный цикл:
а – упрощённая схема цикла; б – программный код для его расчёта

Если расходы турбин не заданы, а находятся в процессе расчёта (скажем, по формуле Стодолы-Флюгеля или с помощью характеристик) алгоритм несколько усложняется, т.к. сегмент схемы, содержащий турбинную цепочку, должен быть рассчитан путём решения нелинейной системы уравнений для определения давлений между отсеками. Для этого должна быть составлена дополнительная функция для расчёта невязок. Для данного примера эта функция имеет стандартный вид (рис. 2) (программа на рис. 1 δ при этом изменяется незначительно). В случае наличия промежуточных элементов (клапанов, перегревателей, сепараторов и пр.) этот код удлиняется, но его составление по-прежнему является достаточно тривиальным. Текст программы может составляться вручную или генерироваться автоматически на основании определённых правил разбора структуры схемы, представленной в графическом виде.

Преимущества объектного подхода

Приём, заключающийся в выделении сегмента схемы для её более детального расчёта может быть обобщён и на другие часто встречающиеся комбинации элементов: регенераторы с охладителями пара и конденсата, котлы утилизаторы, сепараторы-пароперегреватели, насосы с турбоприводом и другое оборудование. Расчёт выделенной подсхемы проводится обычно с помощью того же стандартного итерационного алгоритма. Это даёт основание называть предлагаемый метод расчёта термодинамических циклов *итерационно-рекурсивным*.

Рассмотрим в качестве иллюстрации возможные схемы котла-утилизатора (рис. 3):

- в виде простого теплообменника (рис. 3 a);
- в виде схемы с двумя теплообменниками и испарителем (рис. 3 δ);

```

_TURB_
link_(valve [0].l2, turb [0].l1);
for (i=0; i <= turbnum-1; i++)
{
    if (turb [i].ishift != turb [0].ishift) continue;
    turb_ (i);
    turb_split(i);
}
for (i=0; i < turbnum-1; i++) //    невязки по расходам
{
    turb_Gex (i);
    dg = (turb[i+1].l1.G - (turb[i].l2.G - turb[i].lex.G))/turb[0].gpt0.G;
    dG += dg*dg;
}
_END_TURB_

```

Рис. 2 – Дополнительный код для расчета цепочки турбин в случае прямой задачи

- представление варианта рис. 3б одним элементом (рис. 3в);
- с двумя теплообменниками и более детальной моделью испарителя (рис. 3г);
- представление варианта рис. 3г одним элементом (рис. 3д).

Варианты рис. 3в и рис. 3д являются типичными случаями применения *объектной композиции*. С практической точки зрения такой подход позволяет заметно сократить затраты времени на составление тепловых схем и их расчёты.

Примером может служить комбинированный газопаровой цикл, изображённый на рис. 4, программа расчёта которого укладывается в шесть строк кода.

Методы расчёта могут быть переписаны с учётом особенностей функционирования включющих их компонентов в различных условиях. В данной реализации методы организованы как указатели на функции («виртуальные» функции) для расчёта балансов расхода и энергии или моделирования экономичности элемента. Изначально каждый компонент содержит указатели на базовые методы, реализованные в ядре программы.

Например, если теплообменник по умолчанию работает как регенератор для газотурбинной установки, метод расчёта использует задание коэффициента регенерации. Для расчёта другой разновидности – теплообменника для испарителя котла-утилизатора исходная модель не подходит, поскольку температуры теплоносителя по одной из веток на входе и выходе одинаковы. Решение достигается переписыванием метода таким образом, чтобы в качестве условия задавалась степень сухости пара на входе при *наследовании* всех данных, описывающих исходный теплообменник. Указатель на пользовательскую функцию расчёта присваивается при инициализации, а её код включается в программу расчёта и компилируется вместе с остальными модулями, необходимыми для

расчёта конкретного цикла. По мере решения различных задач дописанные процедуры накапливаются и могут повторно использоваться в новых проектах т.е., программный комплекс расчёта циклов является *расширяемым*.

Другой пример демонстрирует интересные возможности сочетания объектного подхода с итерационным методом расчёта тепловых схем, реализацию которых сложно себе представить при традиционных методах моделирования [5, 6]. Речь идёт о включении полноценных алгоритмов аэродинамического расчёта проточных частей турбомашин, входящих в цикл, с целью более обоснованной оценки экономичности, массогабаритных и стоимостных параметров установки.

В режиме проектирования цикла при расчёте турбомашин можно воспользоваться алгоритмами предварительного проектирования [7, 8], которые заключаются в поиске оптимальной конфигурации проточной части турбин или компрессоров на основании одномерного аэродинамического расчёта. Более того, применяя алгоритм экспресс-профилирования лопаток, уже на самых ранних стадиях проектирования можно составить достаточно детальное представление об облике турбин и компрессоров чтобы начать конструкторскую проработку агрегата и технико-экономическую оценку полученного варианта.

Когда уже на этапе анализа циклов, известны геометрические параметры турбомашин, возможны и более сложные постановки задач расчёта проточной части, вплоть до трёхмерных *CFD*-расчётов. Такие постановки становятся реальными с точки зрения трудозатрат проектировщика благодаря предлагаемому итерационному алгоритму расчёта, который требует лишь одного расчёта турбомашины на итерацию, а общее количество последовательных приближений предельно мало.

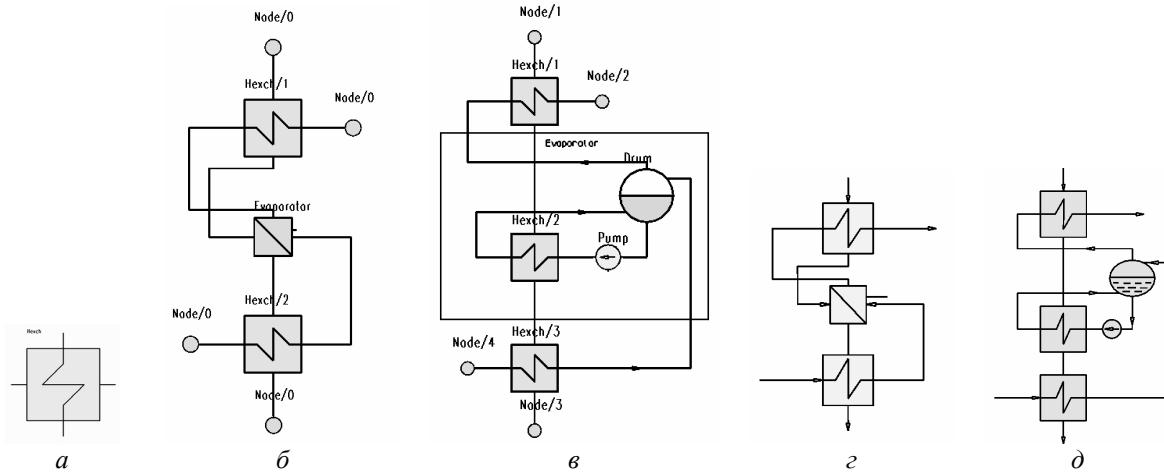


Рис. 3 – Способи представлення моделі котла-утилізатора:
 а – простий теплообмінник; б – схема з испарителем; в – то же одним елементом;
 г – з детальною моделлю испарителя; д – то же одним елементом

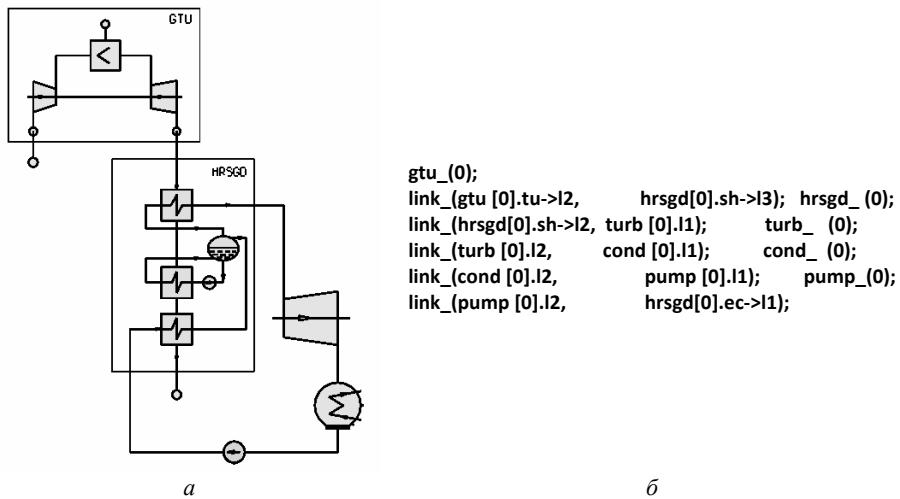


Рис. 4 – Комбінований цикл з представленням ГТУ и котла-утилізатора в агрегированном виде: а – схема цикла; б – програмний код для его расчёта

Может быть переписана также стандартная процедура, по умолчанию выполняющая итерационный цикл расчёта и вывод результатов вычислений. Это позволяет проводить многовариантные расчёты, оптимизацию по выбранным параметрам и критериям, организовывать нестандартный вывод информации с минимальными затратами на программирование. Такая гибкость и открытость в принципе не возможна в программах с традиционной архитектурой.

Программная реализация

Программный комплекс для расчёта тепловых схем реализован на базе свободного компилятора языка C [9], отличающегося малыми размерами, рекордной скоростью компиляции, переносимостью, поддержкой стандарта ISO C99 и дру-

гими полезными свойствами. С точки зрения пользователя программирование упрощается за счёт добавления процедур и макросов, ориентированных на расчёты термодинамических циклов.

Ядро системы содержит базовые модели большинства типов элементов, которые встречаются в паровых и газотурбинных циклах для авиационного и наземного применения [3, 4]. Поддерживается набор встроенных моделей рабочих тел, включая водяной пар (совместимый со стандартом IAPWS-IF97), продукты сгорания (стандартные или генерируемые в соответствии с составом используемого топлива) и др., а также возможность подключения обширной библиотеки свойств NIST REFPROP [10].

Запуск пользовательских программ сопровождается компиляцией текущей программы, её объединением с ядром системы, оформленным в

виде статической библиотеки, и внешними динамическими библиотеками (например, свойств рабочих тел, аэродинамического расчёта турбомашин и т.п.). После этого выполняется запуск программы с командной строки или из графического интерфейса пользователя. Результатом работы программы являются текстовая (листинг) и графическая (например, диаграммы цикла) информация.

В случае использования графической среды для анализа термогидравлических систем в ней рисуется схема, составляется (или дополнительно генерируется) текст программы расчёта, вводятся исходные данные, выполняются расчёты и проводится пост-процессинг с занесением результатов расчёта в структуру данных схемы. Результаты расчётов могут отображаться непосредственно на схеме, в текстовых протоколах а также в виде графиков и диаграмм. Готовый проект сохраняет всю имеющуюся информацию по схеме, включая и программу расчёта, и может быть повторно использован для решения различных задач.

Тестирование программы проводилось путём детального сравнения с результатами расчётов по программам [5, 6], а также с данными, приведёнными в различных литературных источниках. Набор тестовых примеров в настоящее время содержит варианты расчёта отдельных элементов, фрагментов циклов и полных схем различного типа, включая паровые, газотурбинные (стационарного и авиационного применения), комбинированные и перспективные на проектировочном и не-расчётных режимах работы. Рисунки к статье подготовлены с использованием разработанной автором интерактивной среды для моделирования термогидравлических систем, особенности реализации которой будут представлены в отдельной публикации.

Выводы

Представленный новый алгоритм расчёта термодинамических циклов, основанный на объектном подходе, сочетает такие качества как простота реализации, эффективность, универсальность, гибкость в использовании, расширяемость и переносимость.

Накопленный опыт в решении конкретных задач моделирования с использованием предлагаемых инструментов является предметом отдельного, более детального рассмотрения.

В частности, хотелось бы более подробно остановиться на способах решения задач, связанных с оптимизацией проектных параметров тепловых схем, их экспергетическим и термоэкономическим анализом. Особого рассмотрения заслуживают проблемы расчета тепловых схем на частичных режимах работы: паровых турбин с учетом особенностей системы парораспределения и газовых, принимая во внимание влияние потоков

охлаждающего воздуха на экономичность проточной части турбин.

Список литературы

- 1 **Lytle, J. K.** The Numerical Propulsion System Simulation: An Advanced Engineering Tool for Airbreathing Engines [Text] / J. K. Lytle // ISABE 2001-1216. – 2001.
- 2 **Alexiou, A.** 2006, Gas Turbine Engine Performance Model Applications Using an Object-Oriented Simulation Tool [Text] / A. Alexiou, K. Mathioudakis // ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air, Barcelona, Spain, 8–11 May 2006. – ASME Paper No. GT-2006-90339. – P. 109–116.
- 3 **Рыжкин, В. Я.** Тепловые электрические станции [Текст] : учебник для вузов / Под ред. В. Я. Гиршельда. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
- 4 Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей [Текст] / Под ред. С. М. Шляхтенко [Текст] : учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб и доп. – М. : Машиностроение, 1987. – 568 с.
- 5 **Elmegaard, B.** The Engineer's "DNA by Example". Edition 4. Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark. 2003.
- 6 Cycle-Tempo. Technical Notes. A program for thermodynamic modeling and optimization of energy conversion systems. Delft University of Technology, 2007.
- 7 **Говорущенко, Ю. Н.** Автоматизированное предварительное проектирование проточной части многоступенчатых паровых турбин [Текст] / Ю. Н. Говорущенко, Г. Л. Романов Е. Э. Скибина // Теплоэнергетика. – 1991. – № 6. – 3 с.
- 8 **Gvorushchenko, J.** A Uniform Approach to Conceptual Design of Axial Turbine/Compressor Flow Path / J. Gvorushchenko, L. Moroz, P. Pagur // The Future of Gas Turbine Technology. 3rd International Conference. 11-12 October 2006, Brussels, Belgium – 11 p.
- 9 **Tiny C Compiler** News 2009 [Online]. – Режим доступа: <http://bellard.org/tcc/>. – 15.01.2016.
- 10 **NIST Standard Reference Database 23.** NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 9.1 [Online]. – Режим доступа: <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>. – 10.12.2015.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Lytle, J. K.** (2001), "The Numerical Propulsion System Simulation: An Advanced Engineering Tool for Airbreathing Engines", ISABE 2001–1216.
- 2 **Alexiou, A. and Mathioudakis, K.** (2006), "Gas Turbine Engine Performance Model Applications Using an Object-Oriented Simulation Tool", ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air, Barcelona, Spain, 8–11 May 2006, ASME Paper No. GT-2006-90339, pp. 109–116.
- 3 **Ryzhkin, V. J.** (1987), *Teplovye elektricheskie stancii* [Thermal power plants], 3th ed., Jenergoatomizdat, Moscow, Russia.
- 4 **Shljahenko, S. M.** (1987), *Teoriya i raschet vozдушно-reaktivnyh dvigatelej* [Theory and design of airbreathing engines], 2nd ed., Mashinostroenie, Moscow, Russia.

- 5 **Elmegaard, B.** (2003), The Engineer's "DNA by Example". Edition 4. Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark.
- 6 **Cycle-Tempo** (2007). Technical Notes. A program for thermodynamic modeling and optimization of energy conversion systems. Delft University of Technology.
- 7 **Govorushchenko, J. N., Romanov, G. L. and Skibina, E. E.** (1991), "Computer-aided preliminary design of the steam turbine's flow path", *Teploenergetika*, vol. 6, 3 p.
- 8 **Moroz, L., Govorushchenko, J. and Pagur, P.** (2006), "A Uniform Approach to Conceptual Design of Axial Turbine/Compressor Flow Path", *The Future of Gas Turbine Technology. 3rd International Conference*, Brussels, Belgium, 11–12 October 2006. – 11 p.
- 9 **Tiny C Compiler** (2009), News [Online], available at: <http://bellard.org/tcc/> (Accessed 15 January 2016).
- 10 **NIST Standard Reference Database 23** (2015), NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 9.1 [Online], available at: <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm> (Accessed 10 December 2015).

Сведения об авторах (About authors)

Говорущенко Юрій Николаєвич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: jng1952@hotmail.com.

Govorushchenko Yuriy Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences, Senior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Говорущенко, Ю. Н. Объектно-ориентированный итерационно-рекурсивный алгоритм моделирования термогидравлических систем [Текст] / Ю. Н. Говорущенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 16–21. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.02.

Please cite this article as:

Govorushchenko, Yu. N. (2016), "Object-oriented Iterative-recursive Algorithm for Thermal-hydraulic Systems Simulation", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 16–21, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.02.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Говорущенко, Ю. М. Об'єктно-орієнтований ітераційно-рекурсивний алгоритм моделювання термогідравлічних систем [Текст] / Ю. М. Говорущенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 16–21. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.02.

АНОТАЦІЯ Приведений опис об'єктно-орієнтованого ітераційно-рекурсивного алгоритму моделювання термогідравлічних систем, пристосованого для вирішення широкого кола практичних задач, який відрізняється ефективністю, гнучкістю, розширеністю та переносимістю. На деяких прикладах продемонстровані переваги об'єктного підходу до аналізу термодинамічних циклів. Описані особливості програмної реалізації з використанням алгоритмічної мови загального призначення і показана корисність інтеграції з графічним середовищем для аналізу термогідравлічних систем.

Ключові слова: об'єктний підхід, моделювання, термогідравлічні системи.

Поступила (received) 25.01.2016

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

ОЦІНКА СТАНУ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ УКРАЇНИ ТА ІНШИХ КРАЇН

АННОТАЦІЯ Процес нарощування енергетичних потужностей, що направлений на забезпечення зростаючого попиту споживання електроенергії, ускладнений наявністю значної кількості енергоблоків, які відпрацювали проектний термін експлуатації. Але вітчизняна і закордонна практика показує, що фактичний термін експлуатації енергоблоків часто суттєво перевищує проектний термін експлуатації, заявлений виробником. Продовження терміну експлуатації діючих енергоблоків є загальнопрійнятим міжнародною практикою, що забезпечує підтримку виробництва електроенергії на досягнутому рівні до введення нових енергогенеруючих потужностей. В статті приведений аналіз поточного стану енергетичного обладнання теплових та атомних енергоблоків України. Всебічно висвітлені основні відмінності та проблеми при оцінці залишкового ресурсу критичних елементів теплових та атомних енергоблоків. Представленний порівняльний аналіз вітчизняних і зарубіжних методів оцінки залишкового ресурсу обладнання. Порушена основна проблема забезпечення стійкого функціонування енергоблоків.

Ключові слова: енергоблок, парова турбіна, наробіток, залишковий ресурс, критичний елемент.

O. CHERNOUSENKO, T. NIKULENKOVA, A. NIKULENKOV

STATE ASSESSMENT OF UKRAINIAN AND OTHER COUNTRIES POWER EQUIPMENTS

ABSTRACT The power capacity growth to meet increasing electricity demand is complicated by a significant number of power units having operating lifetime expired. However, the domestic and foreign practice shows that the actual operating life of power units is often substantially longer than it is claimed by manufacturers. Lifetime extension of existing power units is a common international practice ensuring power generation at the achieved level until new power generating capacity is put into operation. The article provides analysis of the current state of power equipment of Ukrainian thermal and nuclear power plants. The main differences and problems in assessment of remaining service life of critical components of TPP and NPP units are comprehensively considered. A comparative analysis of domestic and foreign methods for equipment remaining life assessment is provided. The main problem of ensuring sustainable unit performance is raised within the article.

Key words: unit, steam turbine, operating time, remaining time, critical component.

Вступ

Варто зазначити, що подовження терміну експлуатації діючих енергоблоків електростанцій світу є одним із найбільш ефективних напрямів забезпечення окупності капіталовкладень в енергетичну галузь. Оціночні дані, отримані різними авторами, коливаються в діапазоні від 15 до 40 % вартості нової електростанції. Це достатньо суттєва складова затрат, навіть якщо приймати цю оцінку по мінімальному рівню. Визначення технічного стану обладнання, аналіз пошкоджень та відмов, причин і механізмів виникнення дефектів металу, вивчення причин і механізмів його старіння є однією із основ забезпечення надійної, безпечної експлуатації та визначення можливості подовження терміну експлуатації обладнання теплових і атомних електростанцій, в тому числі турбін.

Мета роботи

Мета роботи полягає в аналізі стану енергетичного обладнання теплових та атомних електрических станцій і виявленні основних факторів вичерпання ресурсу даного обладнання.

Стан енергетичного обладнання теплових енергоблоків

Стан енергетичного обладнання теплових енергоблоків ускладнюється тим, що електростанції здійснюють свою діяльність в умовах постійного недофинансування. Наслідком роботи на морально і фізично застарілому обладнанні являється висока питома витрата палива і високі показники забруднення навколошнього середовища.

Ресурс енергоустановки в цілому прийнято прирівнювати до ресурсу турбіни, тому що її заміна приведе до різкого росту витрат. Ротори парових турбін є відповідальними елементами, що визначають, по суті, ресурс парової турбіни. Умови їх експлуатації – високий рівень температур і напруг, обумовлюють характер протікання процесів повзучості і малоциклової втоми. Прогнозування фактичного ресурсу роторів парових турбін в даний час є одним з основних завдань діагностики роторів з великим напрацюванням і у зв'язку зі складними умовами їх навантаження.

За перший період роботи (до 1983 р.) ротори високого і середнього тиску турбін всіх типів показали себе надійними. Дальше було виявлено закономірне зниження міцнісних властивостей роторних сталей, проте воно не супроводжувалося зниженням пластичності і тріщиностійкості, тому залишався значний запас міцності включаючи дов-

готривалу міцність. Це дозволило вдвічі подовжити парковий ресурс турбін потужністю 200 МВт.

Подальші дослідження в 1984–1994 рр. дали підстави для припущення можливості подальшого подовження ресурсу турбін великої потужності, проте вже на основі індивідуального підходу до оцінки стану кожної конкретної турбіни. Такий підхід дав можливість повніше враховувати індивідуальні особливості і резерви кожного агрегату (реальні особливості його експлуатації, фактичний стан металу), індивідуальні недоліки об'єкту. Він дозволяє у кожному конкретному випадку вирішувати задачу про вибір варіанту подовження ресурсу з урахуванням реальних можливостей власника (електростанції, енергосистеми) в частині об'єму відновного ремонту, реконструкції, часткової заміни вузлів і деталей, оснащення додатковими засобами контролю і діагностики, нарешті, корегування подальших режимів експлуатації [1–5].

За період з 80-х років по сьогоднішній день проведений комплекс науково-дослідних робіт і накопичений досвід експлуатації, які дозволяють збільшити паркові терміни експлуатації турбін більше чим в 2 рази. Вироблені підходи до подовження терміну служби обладнання, яке знаходиться на різних стадіях вичерпання фізичного ресурсу [6–8].

Ситуація, яка склалась на енергетичному ринку України свідчить про необхідність збільшення робочих потужностей, що відповідно вимагає оновлення або повну заміну обладнання теплових електростанцій впродовж наступних 15–20 років. В Україні 74 енергоблоки теплових електрических станцій (ТЕС) потужністю 150–800 МВт із 102 знаходяться на межі перевищенння паркового ресурсу (220 тис. годин). Напрацювання турбін великої потужності показано на рис. 1.

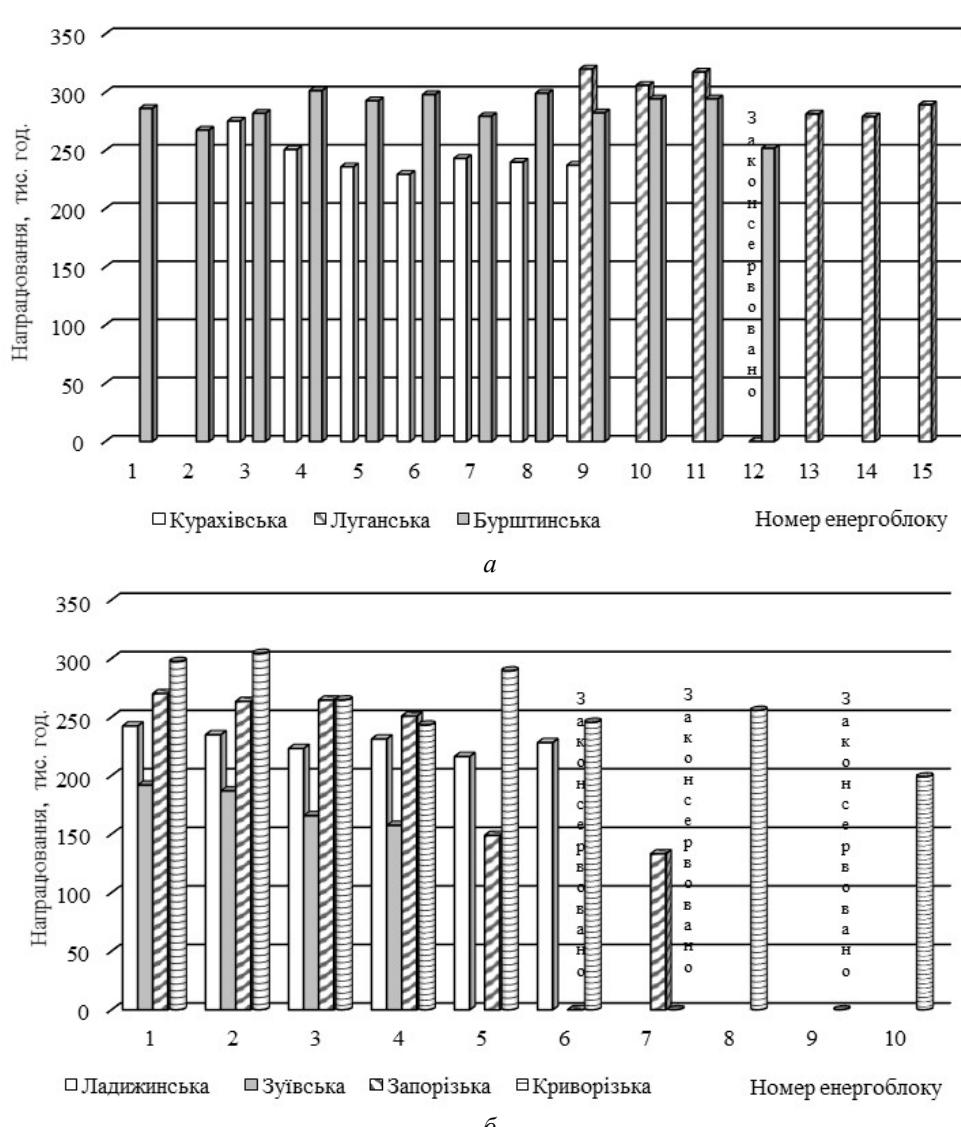


Рис. 1 – Напрацювання турбін теплових електростанцій ДТЕК станом на 01.01.2015 р.:
а – напрацювання турбін потужністю 200 МВт; б – напрацювання турбін потужністю 300 МВт

З 2007 року Донецькою паливно-енергетичною компанією (ДТЕК) модернізовано 17 енергоблоків. В рамках даної модернізації відбулось оновлення або заміна практично всього обладнання енергоблоків: котлів, турбін, генераторів, трансформаторів і допоміжного електрообладнання, впроваджені автоматичні системи управління технологічними процесами. Це дозволило подовжити термін експлуатації енергоблоків, в тому числі збільшити встановлену потужність, розширити діапазон маневреності, досягти зниження питомої витрати палива на виробництво кВт·год., що позитивно впливає на екологічні характеристики ТЕС.

Модернізація ТЕС направлена на забезпечення надійного і безперебійного виробництва електроенергії. Реконструкція енергоблоків дала Об'єднаній енергетичній системі (ОЕС) України додаткові 324 МВт потужності. На 2020–2030 рр. компанією заплановане комплексне впровадження автоматичної системи управління (АСУ).

Аналіз стану атомних енергоблоків України

Аналіз стану атомних енергоблоків України показує, що у значної частини енергоблоків добирає кінця проектний термін експлуатації, або проектний термін вже був подовжений (рис. 2). Україна в даний час має 15 енергоблоків на чотирьох атомних електростанцій із встановленою загальною потужністю 13,835 ГВт. Всі ці атомні електростанції експлуатуються державним Підприємством Національна атомна енергогенеруюча компанія «Енергоатом». Проблема вичерпання ресурсу енергетичного обладнання є спільною для світової ядерної промисловості. Але досвід експлуатації атомних електростанцій показав, що фактичний термін служби основного обладнання набагато вищий чим передбачалось в минулому.

Експлуатація у понад проектний термін може бути дозволена тільки за умови, що рівень безпеки енергоблоку атомної електричної станції (АЕС) не нижче, ніж встановлений в чинних нормах і правилах з ядерної та радіаційної безпеки. Експлуатація енергоблоку АЕС після досягнення проектного терміну експлуатації можлива тільки у разі внесення змін до ліцензії на право здійснення діяльності «експлуатація ядерної установки», що стосується термінів експлуатації енергоблоків.

Рішення про доцільність здійснення заходів з подовження експлуатації енергоблоку АЕС приймає експлуатуюча організація, виходячи з можливості забезпечення безпеки на рівні, встановленому в чинних нормах і правилах з ядерної та радіаційної безпеки, шляхом проведення аналізу економічних факторів та технічного стану критичних елементів блоку АЕС. Одним з таких критичних елементів є турбіна.

В якості індивідуального залишкового ре-

сурсу турбіни слід приймати напрацювання турбіни від моменту контролю її технічного стану до переходу в граничний стан.

В основу оцінки залишкового ресурсу турбіни повинні бути покладені:

- індивідуальний підхід до прогнозування граничного стану турбіни та її складових частин;

- принцип «безпечної експлуатації за технічним станом», згідно з яким, оцінка технічного стану турбіни здійснюється по визначальних параметрах технічного стану, що забезпечує її надійну та bezpechну експлуатацію згідно нормативної, технічної та проектної документації;

- експертна оцінка технічного стану і залишкового ресурсу.

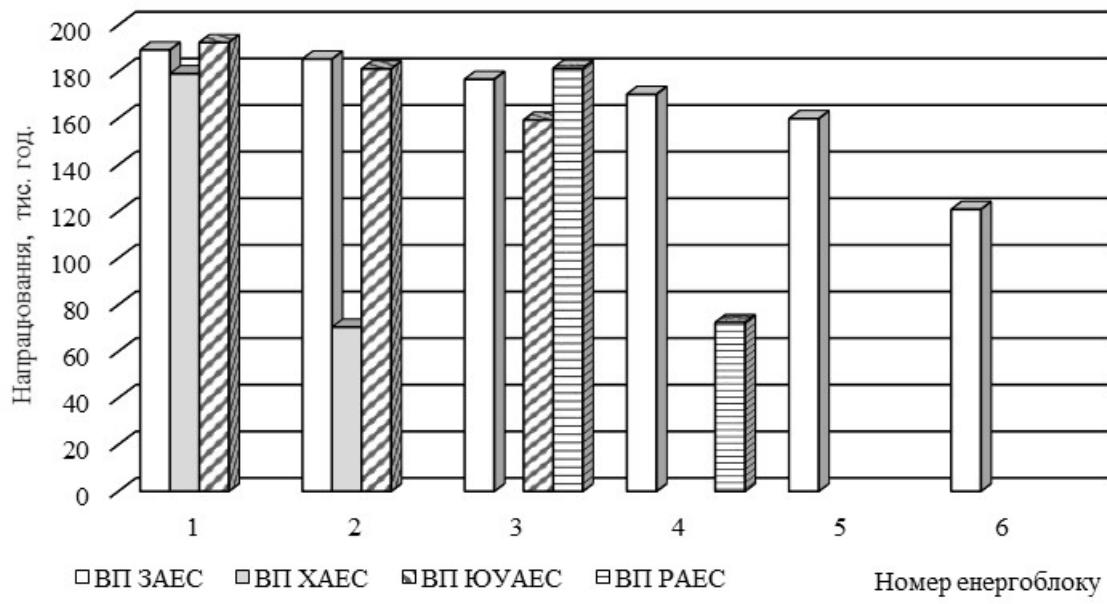
Значний прогрес в області удосконалення проточних частин парових турбін ТЕС і АЕС визначив появу нових високоефективних методів модернізації діючого енергетичного обладнання зі значним підвищенням їх техніко-економічних та експлуатаційних показників. У ВАТ «Турбоатом» були розроблені та реалізовані проекти модернізації турбін типу К-220-44, що працюють на АЕС України.

В 2014 році відбулося зниження об'ємів генерації електроенергії теплоелектроцентралі (ТЕЦ), що обумовлено введенням уряду лімітів на споживання природного газу, який служить основною сировиною для виробництва. Для покриття утвореного дефіциту потужностей було підняте базове навантаження на АЕС. Атомні станції збільшили виробництво електроенергії на 6,2 % (88,4 млрд. кВт·год.).

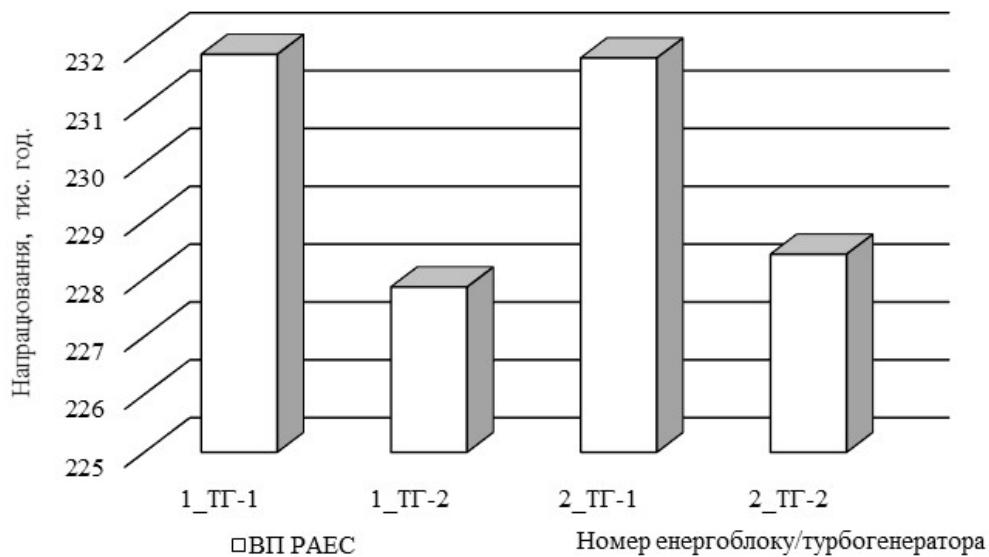
Енергетичне обладнання енергоблоків інших країн

Енергетичне обладнання енергоблоків інших країн також потребує подовження терміну його експлуатації. Промислово розвинені країни Заходу також подовжують термін експлуатації раніше встановленого енергетичного обладнання, але подовженням терміну експлуатації конкретної енергоустановки починають займатись по мірі вичерпання її проектного ресурсу. У світі виконують не тільки повне оновлення енергетичних установок на основі обладнання нового покоління, але й заходи з реконструкції та модернізації діючого енергетичного обладнання із застосуванням удосконалених елементів, деталей і вузлів. Найбільш ефективним є технічне переозброєння з використанням сучасних технологій.

Американські спеціалісти [9] вважають, що при розрахунковому ресурсі елементів обладнання електростанції від 30 до 40 років їх доцільно експлуатувати до наробітку 50–80 років. В США також роблять спроби контролювати ріст тріщин в роторах до граничної величини.



a



b

*Рис. 2 – Напрацювання турбін атомних електростанцій станом на 01.01.2015 р.:
 а – напрацювання турбін потужністю 1000 МВт; б – напрацювання турбін потужністю 220 МВт;
 ВП ЗАЕС – відокремлене підприємство «Запорізька АЕС»; ВП ХАЕС – відокремлене підприємство «Хмельницька АЕС»; ВП ЮУАЕС – відокремлене підприємство «Южно-Українська АЕС»; ВП РАЕС – відокремлене підприємство «Рівненська АЕС»*

Згідно оцінок американських енергетиків подовження терміну служби енергетичного обладнання може складати до 20–30 % вартості будівництва нової ТЕС, що дозволяє вважати подовження ресурсу достатньо вигідним з економічної точки зору.

При підході німецьких вчених до даного питання поєднуються розрахункові методи, результати контролю металу і дослідження зразків. Вони доповнюють один одного, оскільки часто

застосувати дефектоскопію і інші інструментальні методи достатньо складно.

Аналогічний підхід як в Україні використовується і в інших країнах світу – проводиться розрахунковий аналіз з максимальним врахуванням результатів досліджень і виявляються найбільш напружені елементи. Після чого ці елементи перевіряються за допомогою методів інструментального контролю.

Висновки

Основною проблемою забезпечення стійкого функціонування енергоблоків теплових і атомних електростанцій є подовження ресурсу та покращення їх маневреності при забезпеченні надійності роботи. Стан обладнання ТЕС викликає обґрунтоване занепокоєння, що обумовлює необхідність прийняття невідкладних дій для стабілізації ситуації в енергетиці, в першу чергу, для покращення технічного стану обладнання та реалізації заходів по створенню нового обладнання для генеруючих потужностей з урахуванням проблем енергоефективності та екологічної сумісності з навколишнім середовищем.

Список літератури

- 1 **Резинских, В. Ф.**. Ресурс и надёжность металла цельнокованых роторов паровых турбин [Текст] : дис. ... д-ра тех. наук : 05.04.12, утв. 12.10.01 / **Резинских Владимир Федорович**. – М., 2001. – 301 с.
- 2 **Петerson, R. E.**. Коэффициенты концентрации напряжений [Текст] / **R. E. Peterson**. – М. : Мир, 1977. – 304 с.
- 3 Турбины паровые стационарные. Нормы расчёта на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток [Текст] : ОСТ 108.021.07-84. – [Действующий с 1986-01-01]. – Ленинград : Изд-во НПО ЦКТИ, 1986. – 20 с.
- 4 **Нейбер, Г.**. Теория концентрации напряжений в призматических стержнях, работающих в условиях сдвига, для любого нелинейного закона, связывающего напряжения и деформации [Текст] / **Г. Нейбер** // Механика. – 1961. – № 4. – С. 117–130.
- 5 **Мэнсон, С.** Температурные напряжения и малоцикловая усталость [Текст] : пер. с англ. / **С. Мэнсон**. – М. : Машиностроение, 1974. – 344 с.
- 6 Определение расчётного ресурса и оценка живучести роторов и корпусных деталей турбин. Методические указания: СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 [Текст] / **Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Ю. И. Матюхин, И. И. Мележик, А. В. Пожидаев**. – Киев : ОЕП «ГРИФРЭ» ; М-во энергетики и угольной промышленности Украины, 2011. – 48 с.
- 7 **Резинских, В. Ф.**. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин [Текст] / **В. Ф. Резинских, В. И. Гладштейн, Г. Д. Авруцкий**. – М. : Изд. дом МЭИ, 2007. – 296 с. – ISBN 978-5-383-00037-8.
- 8 **Мацевитый, Ю. М.** Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путём модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации [Текст] : моногр. / **Ю. М. Мацевитый, Н. Г. Шульженко, В. Н. Голощапов** [и др.]. – Киев : Научная мысль, 2008. – 366 с. – ISBN 978-9-660-00850-3.
- 9 **Viswanaman, R.** Damage Mechanism and Life Assessment of High Temperature Components. (EPEJ) [Текст] / **R. Viswanaman**. – ASM International Metals Park, Ohio 44073, September 1995. – 501 с.– ISBN 0-87170-358-0.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Rezinskikh, V. F.** (2001) "Resurs i nadezhnost' metalla cel'nokovanyh rotorov parovyh turbin [Metal service life and reliability of solid-forged steam turbine rotors]", D. Sc. Thesis, Turbomachines and combined turbine installation, All-Russia Thermal Engineering Institute, Moscow, Russian.
- 2 **Peterson, R.** (1977), *Koefficienty koncentracii naprjazhenij* [Stress concentration factors], Mir, Moscow, Russian.
- 3 (1984), *OST.108.021.07-84. Turbiny parovye stacionarnye. Normy rascheta na prochnost' hvostovyh soedinenij rabochih lopatok* [Stationary steam turbines. Strength calculation code for tail joints of rotating blades], Minenergomash, Leningrad, Russian.
- 4 **Neiber, G.** (1961), "Teorija koncentracii naprjazhenij v prizmaticheskikh sterznhjah, rabotajushhih v uslovijah sdviga, dlja ljubogo nelinejnogo zakona, svjazyvajushhego naprjazhenija i deformacij" [Theory of stress concentration in prismatic bars under shear conditions for any nonlinear laws linking stress and deformations], *Mehanika*, no. 4, pp. 117–130.
- 5 **Menson, S.** (1974), *Temperaturnye naprjazhenija i malociklovaaja ustalost'* [Temperature stresses and low-cycle fatigue], Mashinostroenie, Moscow, Russian.
- 6 **Shulzhenko, N., Gontarovskiy, P., Matjuhin, Ju. I., Melezik, I. I. and Pozhidaev, A. V.** (2011), *SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 Viznachennja rozrahunkovogo resursu ta ocinki zhivuchosti rotoriv ta korpusnih detalej turbini: Metodichni vkazivki* [Defining design service life and survivability assessment of rotors and turbine casing components. Methodological guidelines], Minenergovugillja Ukraïni, OEP "GRIFRJe", Kiev, Ukraine.
- 7 **Rezinskikh, V. A., Gladstein, V. I. and Avrutsk, G. D.** (2007), *Uvelichenie resursa dlitel'no rabotajushhih parovyh turbin* [Extending service life of steam turbines in long-term operation], Izdatel'skij dom MJEI, Moscow, ISBN 978-5-383-00037-8, Russian.
- 8 **Matsevity, Yu. M., Shulzhenko, N. G. and Goloschapov, V. N.** (2008), *Povyshenie jenergoeffektivnosti raboty turboustanovok TJeS i TJeC putem modernizacii, rekonstrukcii i sovershenstvovaniye rezhimov ih jeksploatacijii* [Improving the energy efficiency of work of TPP and CHPP turbines by modernization, reconstruction and improvement of their operation modes], Nauk. Dumka, Kiev, ISBN 978-9-660-00850-3, Ukraine.
- 9 **Viswanaman, R.** (1995), *Damage Mechanism and Life Assessment of High Temperature Components. (EPEJ)*, ASM International Metals Park, Ohio 44073, September, ISBN 0-87170-358-0.

Відомості про авторів (About authors)

Черноусенко Ольга Юріївна – доктор технічних наук, професор, Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут», завідуючий кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504-82-92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; cher_olya@2c.kiev.ua; ORCID 0000-0002-1427-8068.

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

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

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

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

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

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Черноусенко, О. Ю. Оцінка стану енергетичного обладнання України та інших країн [Текст] / **О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 22–27. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.03.

Please cite this article as:

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

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Черноусенко, О. Ю. Оценка состояния энергетического оборудования Украины и других стран [Текст] / **О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 22–27. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.03.

АННОТАЦИЯ Процесс наращивания энергетических мощностей, что направлен на обеспечение растущего спроса потребления электроэнергии, усложнённый наличием значительного количества энергоблоков, которые отработали проектный срок эксплуатации. Но отечественная и заграничная практика показывает, что фактический срок эксплуатации энергоблоков часто существенно превышает проектный срок эксплуатации, заявленный производителем. Продление срока эксплуатации действующих энергоблоков является общепринятой международной практикой, которая обеспечивает поддержку производства электроэнергии на достигнутом уровне до введения новых энергогенерирующих мощностей. В статье приведён анализ текущего состояния энергетического оборудования тепловых и атомных энергоблоков Украины. Всесторонне освещены основные отличия и проблемы при оценке остаточного ресурса критических элементов тепловых и атомных энергоблоков. Представлен сравнительный анализ отечественных и зарубежных методов оценки остаточного ресурса оборудования. Затронута основная проблема обеспечения устойчивости функционирования энергоблоков.

Ключевые слова: энергоблок, паровая турбина, наработка, остаточный ресурс, критический элемент.

Надійшла (received) 05.01.2016

A. В. БОЙКО, А. П. УСАТЫЙ

КОМПЛЕКСНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССОВ В ТУРБИНЕ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

АННОТАЦІЯ В работе приведена общая система уравнений, описывающая термогазодинамические процессы во всех составных частях турбины с регулируемыми отборами пара, а также приводится метод ее решения. Решение данной системы уравнений позволяет проводить комплексный тепловой расчет турбины, состоящей из системы парораспределения (соплового или дроссельного) с одно или двух венечной регулирующей ступенью, а также остальной проточной части, сформированной из ступеней давления. При этом, коэффициенты скорости для сопловых решеток регулируемых поворотных диафрагм, обеспечивающих регулирование отборов пара на производственные и теплофикационные нужды, определяются в результате решения общей системы уравнений.

Ключевые слова: теплофикационная паровая турбина, регулируемая поворотная диафрагма, коэффициент скорости, тепловой расчет, математическая модель.

A. V. BOIKO, A. P. USATY

INTEGRATED MATHEMATICAL MODEL OF THE PROCESSES IN THE TURBINE WITH ADJUSTABLE STEAM EXTRACTION

ABSTRACT This article is dedicated to improving and expanding the ability of mathematical model of processes in the steam turbines flow path with the aim of implementation of integrated thermal steam turbines computation with controlled steam extractions. The mathematical model is based on a complex system of equations. Solving these equations, you can perform the calculation of the turbine, which consists of steam distribution system, control stage and the rest of the turbine with plenty of pressure stages. This is achieved by increasing the dimension of the common system of equations. In the number of unknown parameters of the overall system of equations the velocity coefficients of all nozzle grids, that have rotary diaphragm, are added. This system of equations is solving numerically using the Fletcher-Reeves conjugate gradient method. Thanks to the empowerment of the mathematical model of steam turbine flow path processes it is possible to solve the computation problem of the turbine for heating system in new statement: "at a specified pressure in the camera of steam extraction and steam consumption for heating system". The results of the computation studies of the cogeneration turbine APT-12-1, with different combinations of pressure and the mass flow rate of the extracted steam for heating are given in the article. The results of the studies confirmed the correctness of the improvements made in the mathematical model. Improved mathematical model can be used for solving the problems of the analysis of the efficiency of steam turbines and the problems of synthesis of optimal flow paths of extraction turbines taking into account their modes of operation.

Keywords: cogeneration steam turbine, rotary diaphragm, velocity coefficient, thermal computation, mathematical model.

Введение

Чаще всего при моделировании процессов в проточной части турбины с регулируемыми отборами пара оценка потерь энергии в щелях регулируемой поворотной диафрагмы основывается на идее дросселирования пара в отмеченных щелях, например [1–3]. Однако, последние исследования по этому вопросу [4–6] показали отсутствие чистого дросселирования потока пара в щелях между поворотной и неподвижной частями соплового аппарата. Здесь отмечается, что в конструкциях сопловых аппаратов регулируемых поворотных диафрагм процесс течения пара характеризуется повышенным уровнем потерь энергии без наличия процесса чистого дросселирования. В таких конструкциях уровень потерь энергии зависит от взаимного положения поворотной и неподвижной части соплового аппарата.

Одной из проблем теплового расчета турбин с регулируемыми отборами пара является отсутствие достоверных данных по оценке эффективности сопловых решеток регулируемых поворотных диафрагм различных конструкций. Данный факт

не позволяет напрямую использовать известный метод теплового расчета конденсационных турбин [7, 8], хорошо зарекомендовавший себя при решении задач анализа и синтеза оптимальных проточных частей. Имеющиеся на сегодня данные по оценке потерь в сопловой решетке регулируемой поворотной диафрагмы, например, [4, 6] не являются универсальными, т.к. получены они для одной, конкретной конструкции сопловой решетки регулируемой поворотной диафрагмы, что ограничивает область их применения.

Цель работы

Целью настоящей работы является совершенствование, и расширение возможностей математической модели процессов в проточной части паровых турбин с регулируемыми отборами пара на технологические и теплофикационные нужды за счет включения коэффициентов скорости всех сопловых решеток регулируемых поворотных диафрагм в число неизвестных параметров общей системы уравнений.

Ізложение основного матеріала

Предлагаемая комплексная математическая модель процессов в турбине с регулируемыми отборами пара основана на системе алгебраических уравнений, которые описывают процесс во всех составных частях турбины. Решение данной системы уравнений дает возможность проводить комплексный тепловой расчет турбины, состоящей из системы парораспределения (СПР) (соплового или дроссельного), успокоительной камеры, а также остальной проточной части (ПЧ), состоящей из ступеней давления. При этом сопловые решетки некоторых из них могут быть выполнены с поворотными регулируемыми диафрагмами, обеспечивающими регулирование отборов пара на производственные и теплофикационные нужды.

Как известно, основная идея моделирования совместной работы системы парораспределения и остальной части давления многоступенчатой паровой турбины заключается в определении давления пара между регулировочной ступенью и основной ПЧ, обеспечивающего равенство массовых расходов пара через СПР и многоступенчатую ПЧ осевой турбины. Следовательно, необходимо иметь математические модели всех элементов (составных частей) турбоагрегата и обеспечить определение таких значений основных параметров пара между ними, которые бы гарантировали равенство пропускной способности всех его составных частей. Расчетно-конструктивная схема на базе, которой строится предлагаемая система уравнений для моделирования процессов в турбине с регулируемыми отборами пара, приведена на рис. 1.

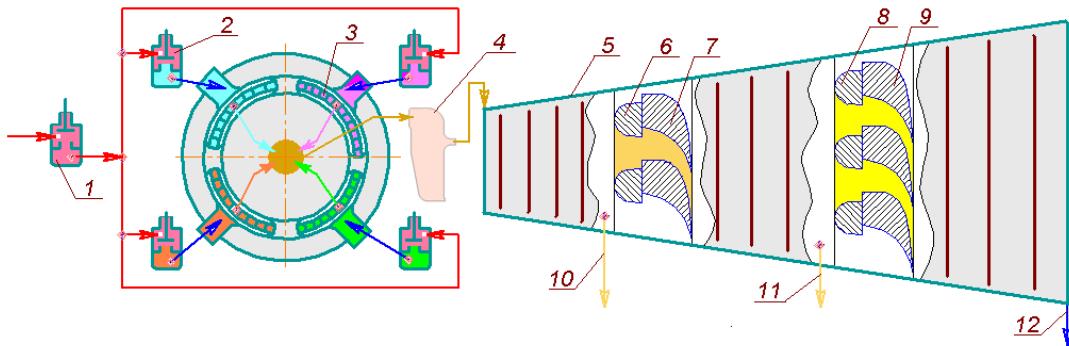


Рис. 1 – Расчетно-конструктивная схема модели совместной работы СПР и теплофикационной турбины: 1 – стопорный клапан; 2 – дроссельные клапаны системы парораспределения; 3 – сегменты сопловой решетки регулирующей ступени; 4 – успокоительная камера; 5 – часть давления теплофикационной турбины; 6, 8 – поворотные части сопловых решеток регулируемых диафрагм; 7, 9 – неподвижные части сопловых решеток регулируемых диафрагм; 10 – первый регулируемый отбор пара; 11 – последний (L-ї) регулируемый отбор пара; 12 – подача пара в конденсатор

Из расчетно-конструктивной схемы (рис. 1) видно, что основными элементами турбоагрегата являются: СПР, уравнительная камера и многоступенчатая часть давления теплофикационной турбины.

Моделирование процессов в СПР подробно описаны в [8], поэтому здесь отметим только некоторые важные моменты и возможности программной реализации такого моделирования.

Система уравнений, описывающая процессы в СПР основана на прямой задаче, решение которой требует определять положения запорных элементов дроссельных клапанов (ЗЭДК) для заданного массового расхода (G_{set}) через открытый стопорный клапан. Для определения положений ЗЭДК в первую очередь, необходимо установить правила управления последовательностью и величинами подъема ЗЭДК. Важность определения отмеченных правил очевидна и вытекает она из неоднозначности решения задачи с заданным расходом в случае их отсутствия, т.к. один и тот же расход пара через систему СПР можно обеспечить

бесконечным множеством вариантов комбинаций положений различных ЗЭДК.

Из пяти реализованных вариантов правил, моделирующих управление позиционированием ЗЭДК для решения поставленной задачи, востребованный оказался классический вариант управления, при котором часть клапанов открыта, часть закрыта, а требуемая величина расхода обеспечивается соответствующим положением ЗЭДК одного из клапанов.

Его сущность заключается в том, что любая конструкция СПР имеет свою максимальную пропускную способность. Для ее определения моделируется полное открытие всех клапанов и находится расчетное значение расхода (G_{calc}). Если будет выполнено условие, что заданное значение массового расхода $G_{set} \geq G_{calc}$, алгоритм завершит свою работу. В результате расчета будет определен расход пара, равный максимальной пропускной способности данной конструкции СПР. В противном случае, алгоритмы поиска комбинации положений ЗЭДК, обеспечивающей про-

хождение заданного расхода продолжат свою работу.

В данном алгоритме позиционирования ЗЭДК, в первую очередь определяется клапан, в зоне работы которого находится заданный расход. Для этого поочередно, начиная с последнего клапана, моделируется последовательное их закрытие и определение G_{calc} . Признаком нахождения такого клапана является выполнение двух условий: $G_{calc} \geq G_{set}$ – при полностью открытом клапане и $G_{set} \geq G_{calc}$ – при полностью закрытом клапане. Точное значение высоты подъема запорного элемента найденного клапана, обеспечивающее прохождение заданного расхода через СПР, определяется численным решением уравнения $G_{set} = G_{calc} = f(H_{valve})$. Для решения этого уравнения используется метод секущих. Здесь H_{valve} – высота подъема ЗЭДК.

Моделирование процессов в многоступенчатой части давления теплофикационной турбины основывается на системе уравнений, описывающей стационарное одномерное течение потока в турбинной ступени [7, 8], которая включает в себя:

1 Уравнения энергии и неразрывности в сечении за неподвижным сопловым аппаратом:

$$H_0 = i_0^* - i_1 + \frac{C_1^2}{2} = \text{const}.$$

$$G_1 = \rho_1 C_{1z} F_1 = \text{const}.$$

2 Уравнения энергии и неразрывности в сечении за вращающимся с угловой скоростью ω рабочим колесом:

$$H = i_1 + \frac{C_1^2}{2} - u_1 C_{1u} = i_2 + \frac{W_2^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} = \text{const},$$

$$G_2 = \rho_2 W_{2z} F_2 = \text{const}.$$

3 Уравнения процесса и состояния в расчётных сечениях:

- уравнения процесса для сечений за направляющим аппаратом и за рабочим колесом:

$$S_0^* - S_{1T} \left(P_1, \frac{1}{\varphi^2} \left[i_1 - (1 - \varphi^2) i_0^* \right] \right) = 0,$$

$$S_1 - S_{2T} \left(P_2, \frac{1}{\psi^2} \left[i_1 - (1 - \psi^2) i_0^* \right] \right) = 0;$$

- уравнения состояния:

$$T = T(P, i); \quad \rho = \rho(P, i); \quad S = S(P, i).$$

4 Кинематические соотношения, связывающие углы и скорости потока в абсолютном и относительном движении.

5 Замыкающие соотношений, в качестве которых могут выступать ограничения на величину теплового перепада турбины.

Решается данная система уравнений относительно давления торможения на входе в ступень/(группу ступеней) P_0^* , а также скоростей по-

тока на выходе из сопловой и рабочей решёток C_1 и W_2 соответственно. При этом должны быть заданы следующие параметры: начальные приближения давления P_{00}^* и скоростей потока C_{10} и W_{20} , массовый расход G_0 и энталпия торможения i_0^* на входе в голову турбины, давление за ступенью/(группой ступеней) P_{2set} , угловая скорость вращения ротора ω , средние диаметры по выходным кромкам сопловой и рабочей решёток D_1, D_2 , а также высоты сопловых и рабочих лопаток l_1, l_2 эффективные углы выхода из решёток α_{1e}, β_{2e} , данные для оценки коэффициентов скорости решёток (хорды лопаток, количество лопаток в венцах, толщины кромок лопаток, геометрические углы входа решёток и др.), данные для расчёта дополнительных потерь энергии (типы уплотнений и их размеры, величины осевых и радиальных зазоров, количество скрепляющих проволок и т.п.).

Для одиночной турбинной ступени решается данная задача численно путём минимизации суммы квадратов невязок $\Delta_{g1}^2 + \Delta_{g2}^2 + \Delta_h^2$ методом сопряженных градиентов Флетчера-Ривза, где отмеченные невязки представляют собой функции, зависящие от искомых параметров. В этом случае систему уравнений относительно искомых параметров символически можно записать в виде:

$$\begin{cases} \Delta_{g1}(P_0^*, C_1) = 0, \\ \Delta_{g2}(P_0^*, C_1, W_2) = 0, \\ \Delta_h(P_0^*, C_1, W_2) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

Вычисление невязок Δ_{g1}, Δ_{g2} и Δ_h осуществляется в следующей последовательности.

Вначале определяются текущие значения скоростей и давления:

$$C_1 = C_{10} e^{X_1},$$

$$W_2 = W_{20} e^{X_2},$$

$$P_0^* = P_{00}^* e^{X_3},$$

где X_1, X_2, X_3 – показатели степеней, значения которых определяются в функции, реализующей метод сопряженных градиентов Флетчера-Ривза.

Затем в сечениях за сопловой и рабочей решётками вычисляются теоретические скорости выхода из сопловой $C_{1t} = C_1/\varphi$ и рабочей $W_{2t} = W_2/\psi$ решёток. Далее, используя уравнения энергии, процесса, состояния и кинематические соотношения, определяются параметры рабочего тела в рассматриваемых сечениях и его массовые расходы через сопловую и рабочую решётки:

$$\begin{aligned}
G_1 &= \rho_1 C_{1z} F_1 = \\
&= \rho_1 \left[P_1 \left(i_0^* - \frac{C_1^2}{2\varphi^2}, S_0^*(P_0^*, i_0^*) \right), i_0^* - \frac{C_1^2}{2} \right] \times \\
&\quad \times C_1 \sin \alpha_1 F_1, \\
G_2 &= \rho_2 W_{2z} F_2 = \\
&= \rho_2 \left[P_2 \left(H + \frac{u^2 - W_2^2}{2\psi^2}, S_1(P_1, i_1) \right), H + \frac{u^2 - W_2^2}{2} \right] \times \\
&\quad \times W_2 \sin \beta_2 F_2.
\end{aligned}$$

Если течение в решетках дозвуковое, то под углами α_1 и β_2 следует понимать эффективные углы выхода потока из решеток (α_{1e} , β_{2e}), а при сверхзвуковом истечении – углы выхода потока с учётом отклонения в косом срезе.

Учитывая, что в приведенные выше уравнения неразрывности входят три неизвестные: P_0^* , C_1 и W_2 , то минимизируя сумму квадратов невязок, которые приведены ниже

$$\begin{aligned}
\Delta_{g1} &= \frac{G_1 - \rho_1 F_1 C_{1z}}{G_0}, \quad \Delta_{g2} = \frac{G_2 - \rho_2 F_2 C_{2z}}{G_0}, \\
\Delta_h &= \frac{P_2 + \Delta P_{rc}}{P_{2set}} - 1,
\end{aligned}$$

можно с помощью метода сопряженных градиентов Флетчера-Ривза решить систему алгебраических уравнений (1).

Здесь P_2 – статическое давление за рабочей решёткой ступени, полученное в результате текущего расчёта; ΔP_{rc} – изменение давления, вызванное утечкой в радиальный зазор ступени; P_{2set} – заданное значение статического давления на выходе из ступени.

После решения системы (1) осуществляется определение значений недостающих параметров потока у корня и на периферии ступени. Кроме этого, уточняются значения коэффициентов скорости решёток (φ , ψ), различного рода дополнительных потерь энергии (ротационные, от скрепляющих проволок, от периодической нестационарности натекающего потока и др.), а также потери, связанные с надбандажными и прикорневыми протечками. Указанное уточнение значений φ , ψ и остальных составляющих диссипации энергии в элементах ступени выполняется последовательными приближениями, количество которых обычно не превышает 5–7. Уточненные значения отмеченных параметров используются на следующей итерации решения системы уравнений (1) для более точного определения P_0^* , C_1 и W_2 .

Расчёт многоступенчатой проточной части конденсационной турбины методически не отличается от приведенной последовательности расчёта одиночной ступени. При этом, уравнения (1)

записываются для каждой ступени, что приводит к системе вида [8]:

$$\left\{
\begin{aligned}
\Delta_{g1(j)}(P_0^*, C_{1(j)}) &= 0, \\
\Delta_{g2(j)}(P_0^*, C_{1(j)}, W_{2(j)}) &= 0, \quad (j = 1), \\
\Delta_{g1(j)}(P_0^*, C_{1(j)}, W_{2(j-1)}) &= 0, \\
\Delta_{g2(j)}(P_0^*, C_{1(j)}, W_{2(j)}) &= 0, \quad (j = 2), \\
&\dots \\
\Delta_{g1(n)}(P_0^*, C_{1(n)}, W_{2(n-1)}) &= 0, \\
\Delta_{g2(n)}(P_0^*, C_{1(n)}, W_{2(n)}) &= 0, \quad (j = n), \\
\Delta_h(P_0^*, C_{1(n)}, C_{1(n-1)}, \dots, C_{1(1)}, W_{2(n)}, W_{2(n-1)}, \dots, W_{2(1)}) &= 0,
\end{aligned}
\right. \quad (2)$$

где j – номер ступени; n – количество ступеней.

Однако, учитывая то факт, что при моделировании процессов в теплофикационных турбинах в местах регулируемых отборов пара на теплофикационные и технологические нужды необходимо обеспечивать заданные значения, как статических давлений P_{set} , так и величин массовых расходов пара в отборы G_{set} , которые определяются в результате расчета тепловой схемы турбоустановки, система уравнений (2) несколько усложняется.

Принципиальное отличие систем уравнений для конденсационной и теплофикационной турбин заключается в том, что в теплофикационных турбинах регулирование параметров пара в камерах отбора (P_{set} и G_{set}) осуществляется соответствующим смещением поворотной части диафрагмы соплового аппарата относительно неподвижной его части (см. рис. 1). При этом, эффективность таких сопловых аппаратов может изменяться в очень широких пределах. Достоверных методик оценки эффективности решёток сопловых аппаратов регулируемых поворотных диафрагм не существует. Вместе с тем, очевидным является тот факт, что любая **реальная** комбинация параметров пара в камере отбора (P_{set} и G_{set}), в конечном счете, однозначно может быть обеспечена соответствующим изменением уровня эффективности сопловой решётки регулируемой поворотной диафрагмы, установленной за камерой регулируемого отбора пара. Последнее требует увеличения размерности системы уравнений и включение в число ее неизвестных – дополнительных параметров, характеризующих эффективность сопловых решёток регулируемых поворотных диафрагм. В данной работе в качестве таких параметров были приняты коэффициенты скорости (φ) таких решёток. С учетом этого, система уравнений, моделирующая процессы в теплофикационной турбине будет иметь следующий вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta_{g1(j)}(P_0^*, C_{1(j)}, \varphi_{k_1}, \dots, \varphi_{k_L}) = 0, \\ \Delta_{g2(j)}(P_0^*, C_{1(j)}, W_{2(j)}, \varphi_{k_1}, \dots, \varphi_{k_L}) = 0, (j=1), \\ \Delta_{g1(j)}(P_0^*, C_{1(j)}, W_{2(j-1)}, \varphi_{k_1}, \dots, \varphi_{k_L}) = 0, \\ \Delta_{g2(j)}(P_0^*, C_{1(j)}, W_{2(j)}, \varphi_{k_1}, \dots, \varphi_{k_L}) = 0, (j=2), \\ \dots \\ \Delta_{g1(n)}(P_0^*, C_{1(n)}, W_{2(n-1)}, \varphi_{k_1}, \dots, \varphi_{k_L}) = 0, \\ \Delta_{g2(n)}(P_0^*, C_{1(n)}, W_{2(n)}, \varphi_{k_1}, \dots, \varphi_{k_L}) = 0, (j=n), \\ \Delta_h(P_0^*, C_{1(n)}, C_{1(n-1)}, \dots, C_{1(1)}, W_{2(n)}, \\ W_{2(n-1)}, \dots, W_{2(1)}, \varphi_{k_1}, \dots, \varphi_{k_L}) = 0, \\ \Delta_{Psel(k_1)}(P_0^*, \varphi_{k_1}) = 0, \\ \Delta_{Psel(k_2)}(P_0^*, \varphi_{k_2}) = 0, \\ \Delta_{Psel(k_{L-1})}(P_0^*, \varphi_{k_{L-1}}) = 0, \\ \Delta_{Psel(k_L)}(P_0^*, \varphi_{k_L}) = 0, \end{array} \right. \quad (3)$$

Таким образом, размерность данной системы уравнений увеличена на количество регулируемых отборов пара (L). Здесь k_1 – номер ступени за первым регулируемым отбором пара, k_L – номер ступени за последним регулируемым отбором пара.

При этом, невязки для $P_{sel(k)}$ определяются по нижеприведенной зависимости

$$\Delta_{Psel(k_L)} = \frac{P_{sel(k_L)}}{P_{sel(k_L)}^{set}} - 1,$$

а коэффициент скорости сопловой решетки φ_{k_l} k_l -й ступени, соответственно, как

$$\varphi_{k_l} = \varphi_{k_l 0} \cdot e^{X_{(2n+1)+l}},$$

где $P_{sel(k_l)}^{set}$ – заданное давление в камере отбора перед k_l -й ступенью; $P_{sel(k_l)}$ – текущее расчетное значение статического давления; $\varphi_{k_l 0}$ – начальное приближение коэффициента скорости сопловой решетки k_l -й ступени; l – номер регулируемого отбора пара, который принимает значения от 1 до L .

В данном случае, численное решение системы (3) осуществляется минимизацией функции

$$F = \sum_{j=1}^n (\Delta_{g1(j)}^2 + \Delta_{g2(j)}^2) + \Delta_h^2 + \sum_{l=1}^L \Delta_{Psel(k_l)}^2$$

по $2n + 1 + L$ неизвестным переменным $C_{1(1\dots n)}, W_{2(1\dots n)}, P_0^*, \varphi_{k_{(1\dots L)}}$.

Расходы в сечениях вдоль оси ПЧ могут отличаться вследствие наличия надбандажных и прикорневых протечек, теплофикационных или

регенеративных отборов пара, сепарации влаги и т.д. Поэтому в уравнениях неразрывности величина массового расхода пара в соответствующих сечениях определяется как $G_m = G_{m-1} + \Delta G_m$, где ΔG_m – заданное или уточняемое в итерациях изменение расхода при переходе от $(m-1)$ -го сечения (венца) к m -му ($m = 1, \dots, 2n$). Следует понимать, что для учета регулируемых отборов $\Delta G_{mk} = G_{sel_k}$.

Для оценки потерь энергии используются хорошо зарекомендовавшие себя методы и методики: профильные потери оцениваются по методике Крейга и Кокса (с поправками ХПИ для базовой профильной потери) [9]; вторичные – по методике Г. Ю. Степанова [10]; потери от нестационарности – по С. З. Копелеву [11]; потери от прикорневых и диафрагменных протечек – в соответствии с руководящими техническими материалами ЦКТИ, остальные – определяются в соответствии с общепринятыми рекомендациями.

Обсуждение результатов

Расчетные исследования процессов в теплофикационной турбине АПТ-12-1, выполненные с использованием, приведенной выше модификации комплексной математической модели, реализованной в ППР «TurboOptProject» (TOP) единого интегрированного информационного пространства САПР «Турбоагрегат» приведены в табл. 1 и показаны на рис. 2 и 3.

Исследования проводились при массовом расходе рабочего тела в голову турбины 110 т/час, давление и температура пара перед стопорным клапаном были равны соответственно 35 бар и 450 °C, а давление за последней ступенью турбины равнялось 0,0684 бар. В процессе численных исследований изменялись давления в камерах отбора (за 3-й и 10-й ступенями части давления), а также расходы отбираемого пара. В табл. 1 приведены основные режимные параметры, а также показатели эффективности сопловых решеток регулируемых поворотных диафрагм (4-й и 11-й ступеней), а также КПД этих ступеней и интегральные показатели качества части давления этой турбины.

Анализ данных приведенных в табл. 1, а также процессов на *iS*-диаграммах (рис. 2) и треугольников скоростей (рис. 3) показывает, что использование усовершенствованной системы уравнений (3) позволяет адекватно моделировать термогазодинамические процессы в проточной части теплофикационных турбин в широком диапазоне изменения давлений в камерах регулируемых отборов и величин массовых расходов пара на производственные и теплофикационные нужды.

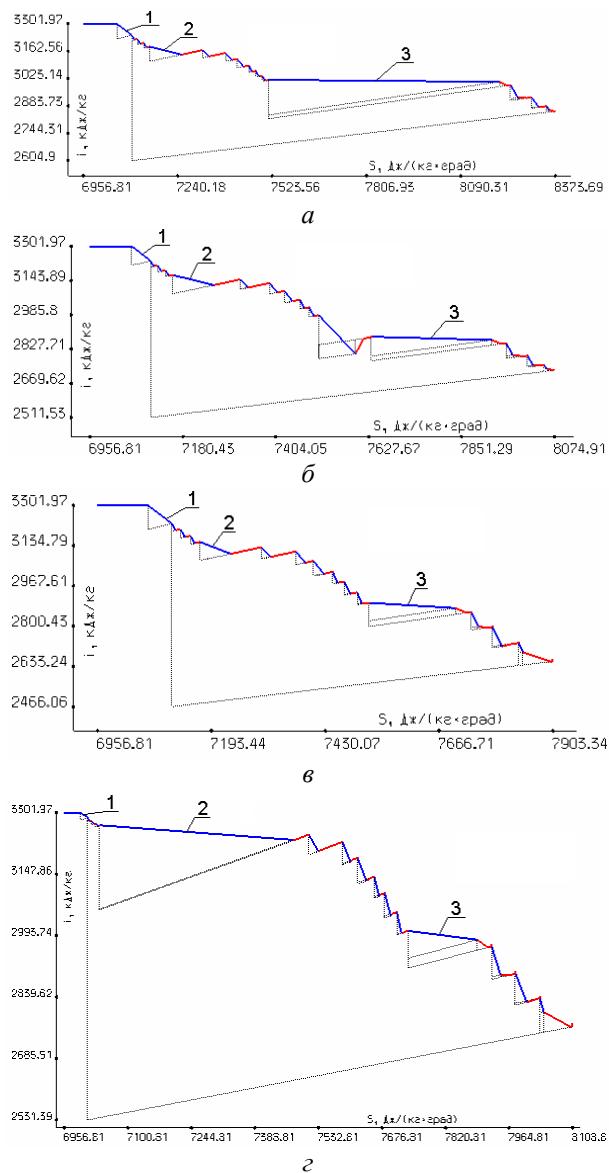


Рис. 2 – Процессы в iS-диаграмме различных режимов работы теплофикационной турбины АПТ-12-1: а – режим 5; б – режим 8; в – режим 12; г – режим 17 из табл. 1; 1, 2, 3 – процессы в регулирующей ступени и сопловых аппаратах регулируемых поворотных диафрагм 4-й и 11-й ступеней части давления соответственно

Сравнивая рис. 2 a и 3 a , а также параметры режима 5 табл. 1 видно, что комбинация давлений и величин отборов пара в камерах отбора требует существенного относительного смещения статорной и поворотной частей соплового аппарата 11-й ступени, что приводит к значительному снижению эффективности этой сопловой решетки ($\varphi_{11}^2 = 0,0622$), увеличению ее располагаемого теплоперепада и, при этом, процесс 3 рис. 2 a практически приближается к чисто дроссельному.

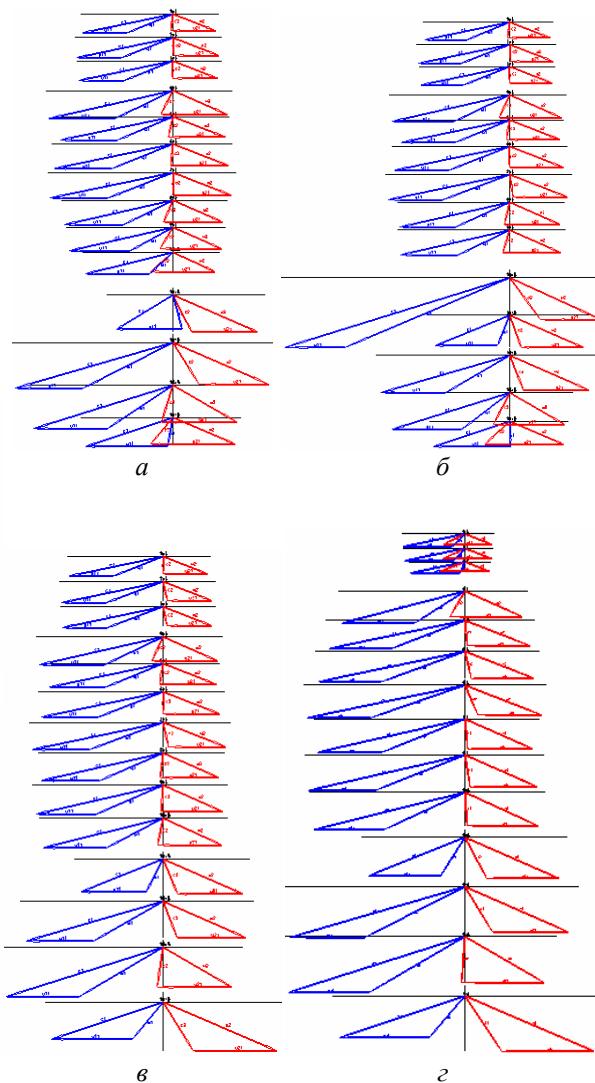


Рис. 3 – Треугольники скоростей различных режимов работы теплофикационной турбины АПТ-12-1: а – режим 5; б – режим 8; в – режим 12; г – режим 17 из табл. 1

Уменьшение давления в камере теплофикационного отбора за 10-й ступенью (рис. 2 b , 3 b , режим 8 табл. 1) с 1,8 до 1,2 бар привело к увеличению $\varphi_{(11)}^2$ с 0,0622 до 0,1091 и $\eta_{oi(11)}$ с 10,95 до 15,24 %, а также к существенному увеличению располагаемого теплоперепада сопловой решетки 10-й ступени, значительному увеличению скорости $C_{1(10)}$ и появлению отрицательной степени реактивности 10-й ступени давления. При этом, мощность части давления выросла больше чем на

1 МВт до 9,67 МВт, а КПД повысился с 56,09 до 59,44 %.

Особый интерес представляет оценка влияния уровня давления в камере производственного отбора пара на процессы в проточной части турбины АПТ-12-1. Сравнивая *iS*-диаграммы (рис. 2 σ и 2 φ), а также треугольники скоростей (рис. 3 σ и

3 φ) и данные из табл. 1 (режимы 12 и 17) видно, что увеличение давления в камере производственного отбора пара с 11 до 25 бар кардинальным образом влияет, как на процесс, так и на эффективность отдельных ступеней и части давления в целом.

Таблица 1 – Результаты численного исследования эффективности теплофикационной турбины АПТ-12-1

Номер режима	$P_{sel(3)}$, бар	$G_{sel(3)}$, т/час	$\varphi_{(4)}^2$	$\eta_{oi(4)}$, %	$P_{sel(10)}$, бар	$G_{sel(10)}$, т/час	$\varphi_{(11)}^2$	$\eta_{oi(11)}$, %	N_{cyl} , МВт	η_{oi}^{cyl}
1	12,0	40,0	0,5436	23,31	0,7071	40,0	0,2168	24,91	10,54	60,99
2	12,0	40,0	0,5426	23,43	0,8071	30,0	0,3468	36,20	11,55	63,75
3	12,0	40,0	0,543	23,34	1,207	20,0	0,3162	34,07	11,76	62,50
4	12,0	40,0	0,5439	23,27	1,5	10,0	0,3317	35,18	12,33	61,58
5	12,0	40,0	0,5438	23,09	1,8	40,0	0,0622	10,95	8,59	56,09
6	12,0	40,0	0,5442	23,23	1,6	40,0	0,0736	11,94	8,94	57,12
7	12,0	40,0	0,5438	23,26	1,5	40,0	0,0805	12,58	9,11	57,67
8	12,0	40,0	0,5428	23,31	1,2	40,0	0,1091	15,24	9,67	59,44
10	12,0	40,0	0,5424	23,35	0,9	40,0	0,1581	19,49	10,35	61,45
11	12,0	40,0	0,5437	23,27	0,7	40,0	0,2202	25,24	10,52	60,85
12	11,0	40,0	0,6503	27,89	1,2	20,0	0,3156	34,03	11,93	63,97
13	14,0	40,0	0,4201	18,13	1,2	20,0	0,3245	34,64	11,5	59,91
14	17,0	40,0	0,3152	13,17	1,2	20,0	0,3334	35,2	11,31	56,91
15	20,0	40,0	0,2462	10,15	1,2	20,0	0,3395	35,57	11,11	54,41
16	23,0	40,0	0,1993	11,62	1,2	20,0	0,343	35,79	11,08	53,14
17	25,0	40,0	0,1993	11,62	1,2	20,0	0,343	35,79	11,08	53,14

Так, из рис. 2 φ и 3 φ видно, что располагаемые теплоперепады регулирующей ступени и первых трех ступеней давления существенным образом уменьшились, уменьшились и скорости потока пара (см. треугольники скоростей). При этом, располагаемый теплоперепад соплового аппарата регулируемой поворотной диафрагмы 4-й ступени значительно вырос, что привело к уменьшению как его $\varphi_{(4)}^2$ с 0,6503 (режим 12) до 0,1993 (режим 17), так и уменьшению КПД 4-й ступени с 27,89 до 11,62 %, а также снижению мощности части давления с 11,93 до 11,08 МВт и внутреннего относительного КПД с 63,97 до 53,14 %.

Следует отметить, что решение задачи в постановке, соответствующей конденсационному режиму (без производственного и теплофикационного отборов) с использованием системы уравнений (2) и модифицированной системы уравнений (3) дают один и тот же результат, в том числе и по коэффициентам скорости сопловых решеток регулируемых поворотных диафрагм. Данный факт косвенным образом подтверждает, что использование математической модели, базирующейся на модифицированной системе уравнений (3) позволяет находить однозначно правильные решения и

адекватно описывать процессы в ПЧ теплофикационных турбин.

Необходимо отметить, что выбранная для численного исследования паровая турбина АПТ-12-1 является турбиной старого поколения и ее конструкция и концепция формирования проточной части весьма далеки от совершенства, что само по себе вызывает определенные трудности в моделировании ее работы. Вместе с тем, разработанная версия комплексной математической модели процессов в проточных частях паровых турбин с регулируемыми отборами пара показала свою надежность и высокую эффективность при моделировании процессов даже в таких, устаревших конструкциях проточных частей паровых турбин в широком диапазоне изменения параметров пара в камерах отбора.

Усовершенствованная математическая модель позволяет решать не только задачи анализа эффективности и аэродинамического качества существующих конструкций теплофикационных турбин, но и предоставляет возможность решения оптимизационных задач паровых турбин с регулируемыми отборами пара с учетом режимов эксплуатации. Это еще раз подчеркивает важность и актуальность данной работы.

Выводы

1 Анализ расчетных исследований процессов в турбине АПТ-12-1 показал надежность и достоверность результатов получаемых с использованием разработанной математической модели в широких пределах изменения давлений в камерах регулируемых отборов пара и величин массовых расходов отбираемого пара.

2 Подтверждено существенное влияние на характер процессов в проточной части турбины, эффективность сопловых решеток регулируемых поворотных диафрагм и их ступеней, а также на интегральные показатели качества всей турбины уровней давления в камерах регулируемых отборов и величин массовых расходов обираемого пара.

3 Разработанная комплексная математическая модель процессов в турбине с регулируемыми отборами пара может быть использована в задачах анализа и оптимального проектирования паровых турбин с регулируемыми отборами пара на производственные и теплофикационные нужды с учетом режимов работы.

Список литературы

- 1 Щегляев, А. В. Паровые турбины [Текст] : учеб. для ВУЗов в 2-х кн. / А. В. Щегляев. – М. : Энергоатомиздат, 1993. – Кн. 2. – 414 с. – ISBN 5-283-00264-0.
- 2 Бенсон, Е. И. Теплофикационные паровые турбины [Текст] / Е. И. Бенсон, Л. С. Иоффе. –2-е изд. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 270 с.
- 3 Трухний, А. Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки [Текст] : учебн. пособ. / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. – М. : МЭИ, 2002.– 540 с. – ISBN 5-7046-0722-5.
- 4 Слабченко, О. Н. Результаты расчета течения в каналах регулирующей поворотной диафрагмы теплофикационной турбины [Текст] / О. Н. Слабченко, Д. В. Кирсанов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – № 6. – С. 73–75. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X.
- 5 Рusanov, A. V. Разработка проточной части теплофикационных турбин мощностью 2,5 и 5 МВт с использованием современных компьютерных технологий [Текст] / А. В. Рusanov, П. Лампарт, Р. А. Рusanov, Н. В. Пащенко // Проблемы машиностроения. – 2015. – Т. 18, № 3. – С. 16–26.
- 6 Дроконов, А. М. Совершенствование регулирующих диафрагм паровых турбин [Текст] / А. М. Дроконов, А. Е. Дроконов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2015. – № 2(46). – С. 26–31.
- 7 Бойко, А. В. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбин [Текст] : учебн. [для студ. высш. учеб. завед.] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко. – Харьков : Вища школа, 1989. – 217 с.
- 8 Бойко, А. В. Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации [Текст] : моногр. / А. В. Бойко, А. П. Усатый, А. С. Руденко. – Харьков : Підручник НТУ «ХПІ», 2014. – 220 с. – ISBN 978-966-2426-94-6
- 9 Craig, H. R. M. Performance estimation of axial flow turbines [Text] / H. R. M. Craig, H. J. A. Cox // Proc Instn. Mech. Engrs. – 1971. – Vol. 185, 32/71. – P. 407–424.
- 10 Степанов, Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин [Текст] / Г. Ю. Степанов. – М. : ГИФМЛ, 1962. – 512 с.
- 11 Копелев, С. З. Аэродинамические потери в лопаточных решетках рабочих колес турбин при нестационарном обтекании [Текст] / С. З. Копелев, В. В. Зикеев // Теплоэнергетика. – 1979. – № 8. – С. 40–44.

Bibliography (transliterated)

- 1 Shchegliaev, A. V. (1993), *Parovye turbiny* [Steam turbines], Jenergoatomizdat, Moscow, Russia, ISBN 5-283-00264-0.
- 2 Benson, E. I. and Ioffe, L. S. (1986), *Teplofikacionnye parovye turbiny* [Cogeneration steam turbine], no. 2, Jenergoatomizdat, Moscow, Russia.
- 3 Trukhniy, A. D. and Lomakin, B. V. (2002), *Teplofikacionnye parovye turbiny i turboustanovki* [Cogeneration steam turbine and turboinstallations], MJel, Moscow, Russia, ISBN 5-7046-0722-5.
- 4 Slabchenko, O. N. and Kirsanov, D. V. (2008), “The results of the flow’s calculation in the regulating rotational nozzle’s channels of cogeneration turbine”, *Bulletin of NTU "KhPI"*. Series: *Power and heat engineering processes and equipment*, no. 6, pp. 73–75.
- 5 Rusanov, A. V., Lampart, P., Rusanov, R. A. and Pascenco, N. V. (2015), “Development flow of the cogeneration turbine capacity of 2.5 MW and 5 with the use of modern computer technology”, *Engineering Problems*, vol. 18, no. 3, pp. 16–26.
- 6 Drokonov, A. M. and Drokonov, A. E. (2015), “Improving regulatory diaphragms of steam turbines”, *Herald Bryansk State Technical University*, no. 2, pp. 26–31.
- 7 Boiko, A. V. and Govoruschenko, Y. N. (1989), *Osnovy teorii optimal'nogo proektirovaniya protochnoj chasti osevyh turbin* [The fundamentals of the theory of optimal design of axial turbines flow paths], Vishcha Shkola, Kharkov, Ukraine.
- 8 Boiko, A. V., Usaty, A. P. and Rudenko, A. S. (2014), *Mnogokriterial'naja mnogoparametricheskaja optimizacija protochnoj chasti osevyh turbin s uchetom rezhimov jeksploatacii* [Multi-criterion multi-parametric optimization of flow paths of axial turbines taking into consideration their mode of operation], NTU "KhPI", Kharkov, Ukraine.
- 9 Craig, H. R. M. and Cox, H. J. A. (1971), “Performance estimation of axial flow turbines”, *ProcInstn. Mech. Engrs*, vol. 185, 32/71, pp. 407–424.
- 10 Stepanov, G. Yu. (1962), *Gidrodinamika reshetok turbomashin* [Hydrodynamics of turbo machines grids], GIFML, Moscow, Russia.
- 11 Kopelev, S. Z. and Zikeev, V. V. (1979), “Aerodynamic losses of turbine blade rims with unsteady flow”, *Thermal Engineering*, no. 8, pp. 40–44.

Сведения об авторах (About authors)

Бойко Анатолий Владимирович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: aboiko@kpi.kharkov.ua, ORCID 0000-0003-4549-3577.

Boiko Anatoly – Doctor of technical science, Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Усатый Александр Павлович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры турбиностроения, г. Харьков, Украина; e-mail: alpaus@ukr.net, ORCID 0000-0002-8568-5007.

Usaty Alexander – Doctor of technical science, Senior researcher, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Бойко, А. В. Комплексная математическая модель процессов в турбине с регулируемыми отборами пара [Текст] / А. В. Бойко, А. П. Усатый // 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.

Please cite this article as:

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.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Бойко, А. В. Комплексна математична модель процесів в турбіні з відборами пари, що регулюються [Текст] / А. В. Бойко, О. П. Усатий // 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.

АНОТАЦІЯ В роботі наведена загальна система рівнянь, що описує термогазодинамічні процеси в усіх складових частинах турбіни з регульованими відборами пари, а також приводиться метод її рішення. Розв’язання даної системи рівнянь дозволяє проводити комплексний тепловий розрахунок турбіни, яка складається з системи паророзподілу (соплового або дросельного) з одно або двох вінцевим регулюючим ступенем, а також решту проточної частини, що формується із ступенів тиску. При цьому, коефіцієнти швидкості для соплових решіток поворотних діафрагм, що забезпечують регулювання відборів пари на виробничі і теплофікаційні потреби, визначаються в результаті розв’язання загальної системи рівнянь.

Ключові слова: теплофікаційна парова турбіна, поворотна регулююча діафрагма, коефіцієнт швидкості, тепловий розрахунок, математична модель.

Поступила (received) 08.15.2016

**A. E. ВАЛАМИН, А. Ю. КУЛТЫШЕВ, Т. Л. ШИБАЕВ, А. А. ГОЛЬДБЕРГ,
Ю. А. САХНИН, М. Ю. СТЕПАНОВ, М. В. ШЕХТЕР, В. Н. БИЛАН**

ТЕПЛОФИКАЦИОННАЯ ТУРБИНА Т-295/335-23,5 ДЛЯ РЕКОНСТРУКЦИИ ЭНЕРГОБЛОКОВ С ТУРБИНАМИ Т-250/300-240

АННОТАЦИЯ Представлено описание теплофикационной турбины Т-295/335-23,5, разработанной для замены отработавших свой парковый ресурс турбин серии Т-250/300-240. Турбины Т-250 установлены в таких крупных городах, как Москва, Санкт-Петербург, Киев, Харьков, Минск, для обеспечения нужд централизованной выработки тепловой и электрической энергии. Представлен ряд предпосылок и вариантов, рассматриваемых при реконструкции энергоблоков с турбинами Т-250. Дано описание конструкции новой турбины Т-295, обозначены некоторые схемные и компоновочные решения, показаны основные достигаемые технико-экономические характеристики с учетом одновременной реконструкции котельного оборудования для увеличения паропроизводительности и температуры свежего пара и промперегрева. С учетом необходимости обеспечения ресурса узлов собственно турбины, работающих при температуре более 450 °C, – не менее 250000 часов эксплуатации, обозначены выбранные материалы для выполнения указанного требования.

Ключевые слова: паровая турбина, принципиальная тепловая схема, реконструкция, компоновка турбоустановки.

**A. E. VALAMIN, A. Yu. KULTISHEV, T. L. SHIBAEV, A. A. GOLDBERG,
Yu. A. SAKHNIN, M. Yu. STEPANOV, M. V. SHEKHTER, V. N. BILAN**

THE COGENERATION TURBINE T-295/335-23.5 DESIGNED FOR THE RECONSTRUCTION OF POWER-GENERATING UNITS EQUIPPED WITH T-250/300-240 TURBINES

ABSTRACT A description of the cogeneration turbine T-295/335-23,5 developed to replace T-250/300-240 turbines with exhausted stock life has been given. The turbines T-250 are installed in such big cities as Moscow, St. Petersburg, Kiev, Kharkov, and Minsk to meet the needs for centralized heat and electric power production. The prerequisites and options that are examined during the reconstruction of power units equipped with T-250 turbines have been given. The structure of new T-295 turbine has been described, some circuitry and layout solutions have been defined and the main obtained techno economic characteristics are shown taking into account the simultaneous reconstruction of boiler equipment to increase the steam output and live steam temperature and the reheat. Taking into account the need for the life maintenance of the units of turbine proper operating at a temperature higher than 450 °C for about 250000 hours the materials selected to meet the above requirement were designated.

Key words: steam turbine, schematic heat circuit, reconstruction, and the turbine unit layout.

Введение

Паротурбинная установка (ПТУ) с теплофикационной турбиной Т-295/335-23,5 (далее Т-295) разработана для выработки электрической и тепловой энергии и предназначена для замены ПТУ с теплофикационными турбинами Т-250/300-240 (далее Т-250), выработавших свой ресурс.

Серия ПТУ Т-250 была разработана для одновременной выработки тепловой и электрической энергии при их установке в крупных городах, таких как Москва, Ленинград, Киев, Минск, Харьков. ПТУ Т-250 на момент ввода в эксплуатацию являлась самой мощной теплофикационной турбоустановкой в мире. В процессе их эксплуатации решалось множество задач по их оптимизации и усовершенствованию, часть из данных работ представлено в [1–6].

Цель работы

В рамках данного проекта требовалось разработать новую паровую турбину Т-295 для реконструкции головного образца турбины семей-

ства Т-250, установленного на ТЭЦ-22 в Москве. В рамках работы требовалось решить накопленные за многолетний опыт эксплуатации проблемы и учесть требования и предложения Заказчика, рассмотреть возможность сохранения существующего фундамента, проработать вопрос по увеличению расхода свежего пара, выполнить усовершенствование конструкции проточной части турбины и вспомогательного оборудования для повышения технико-экономических показателей энергоблока и ряд других вопросов. В результате была спроектирована ПТУ с турбиной Т-295, описание которой представлено далее.

Описание основных решений

Турбина Т-295 выполнена в четырех цилиндрах: цилиндр высокого давления (ЦВД), цилиндр среднего давления-1 (ЦСД-1), цилиндр среднего давления-2 (ЦСД-2) и цилиндр низкого давления (ЦНД) с возможностью полного использования фундамента ПТУ Т-250 (рис. 1).

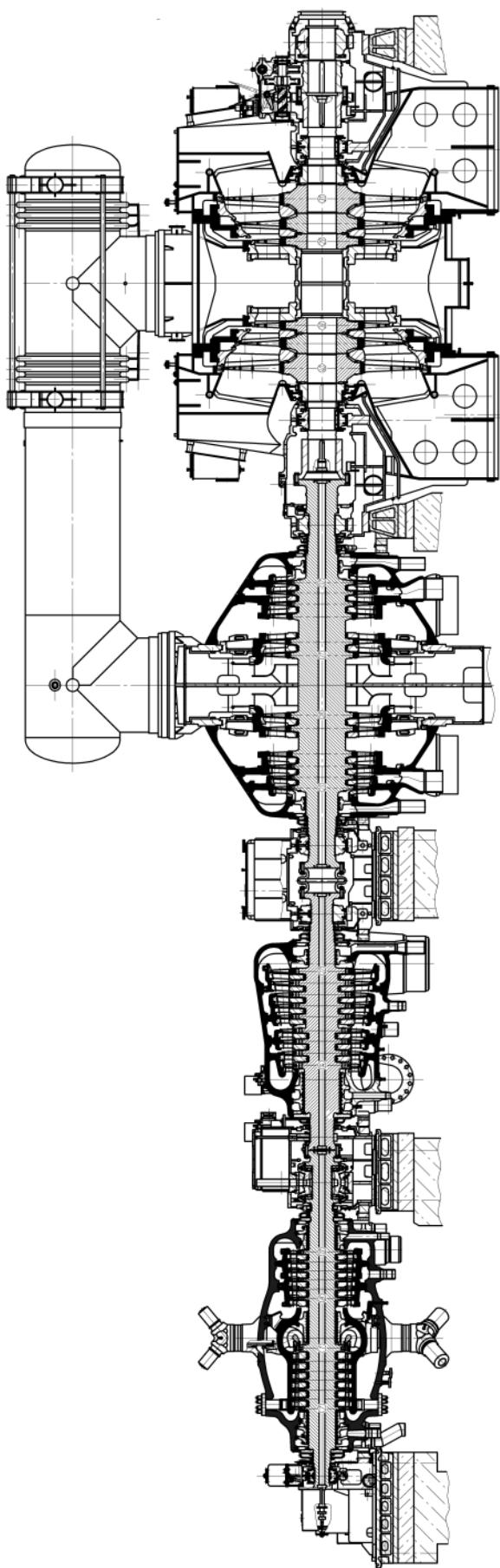


Рис. 1 – Продольний розріз турбіни Т-295/335-23,5

По результатам оценки технико-экономических показателей ПТУ на разные параметры пара наилучшие показатели коммерческой эффективности достигаются для вариантов энергоблока, в котором параметры свежего пара и промежуточного перегрева находятся в диапазоне давлений 23,5–25,0 МПа и температур пара 565/560–575/570 °C, при этом срок окупаемости проекта составляет 7,5 лет. С учетом же выдерживания требований по сроку окупаемости, обеспечению расчетного ресурса деталей собственно турбины – не менее 250 тысяч часов, возможности выполнения необходимой модернизации котельного оборудования, выбраны параметры: 23,5 МПа и 565/565 °C.

ЦВД выполнен двухстенным и противоточным. Парораспределение свежего пара сопловое и выполнено в виде четырех сегментов сопел, размещенных в четырех сопловых коробках, вваренных в паровпускные патрубки внутреннего корпуса ЦВД, а индивидуальные привода регулирующих клапанов и система управления позволяют организовывать открытие регулирующих клапанов в любой последовательности. Для того же, чтобы достичь максимальной экономичности сегменты сопел и сопловые коробки выполнены с максимально возможной для заданных параметров парциальностью – 87 %. Пар поступает в ЦВД через два отдельно стоящих блока стопорно-регулирующих клапанов, каждый из которых состоит из стопорного клапана и двух регулирующих клапанов. По восьми перепускным симметрично распределенным трубопроводам пар поступает в сопловые коробки, расположенные во внутреннем корпусе ЦВД. Затем проходит через семь ступеней давления во внутреннем корпусе цилиндра и направляется в шесть ступеней, установленных в наружном корпусе. После ЦВД пар уходит на промежуточный перегрев в котел и возвращается по двум паропроводам в ЦСД-1, на входе которого установлено два блока стопорно-регулирующих клапанов. Пройдя ЦСД-1 по перепускным трубам направляется в двухпоточный ЦСД-2 и далее в двухпоточный однокорпусный ЦНД.

С целью обеспечения высоких технико-экономических показателей турбины и достижения высоких значений относительного внутреннего КПД цилиндров выполнена оптимизация рабочих и направляющих лопаток путем проведения трехмерного 3D-моделирования газодинамических процессов проточных частей каждого цилиндра турбины, по результатам которого в ЦВД турбины отсутствует явно выраженная регулирующая ступень, а относительный внутренний КПД достигает в ЧВД 88,0 % и ЧСД до 91 %.

Для исключения механического эрозионного износа направляющих и рабочих лопаток первых ступеней ЦСД-1 твердыми частицами окалины из котла проведен газодинамический расчет с

оптимизацией камеры паровпуска и с увеличением ее сечения. Механической обработкой камеры паровпуска обеспечено аксиальное направление парового потока на входе в 14 ступень (первую ступень ЦСД-1). Но тем не менее, надбандажные уплотнения рабочих лопаток 14 и 15 ступеней размещены на козырьках, приваренных к паровпускной стороне диафрагм последующих ступеней.

По условиям прочности и надежности роторы ВД и СД-1, работающие в условиях высоких температур (565 °C), выполнены из мартенситной высокохромистой стали 12Х10В1М1ФБА, ротор СД-2 – цельнокованый из стали 26ХН3М2ФА, ротор НД с насадными дисками, вал ротора также из стали 26ХН3М2ФА.

Корпуса блоков клапанов ВД выполнены кованными из стали 20Х12ВНМФБ, внутренний корпус ЦВД, корпусы блоков клапанов СД, корпус ЦСД-1 выполнены литыми из коррозионной и жаропрочной стали ZG1Cr10MoNiVNbN (аналог 20Х12ВНМФЛ ГОСТ 977), что на базе принятых конструктивных решений также обеспечиваетресурс по жаропрочности не ниже 250000 часов.

Наружный корпус ЦВД и узлы паровпуска ЦВД выполнены из стали 15Х1М1ФЛ. Литые корпуса ЦСД-2 выполнены из стали 25Л, средняя часть ЦСД-2 и корпусы ЦНД – сварные из углеродистой стали.

ЦНД турбины оборудован системой охлаждения, предназначенной для недопущения повышения температуры в зоне работы последней ступени выше допустимой. ЗАО «УТЗ» принял заградительный тип системы охлаждения выхлопа ЦНД, которая показала положительный опыт эксплуатации на турбинах Т-250/300-240 Минской ТЭЦ-4 и турбине Т-113/145-12,4 на Краснодарской ТЭЦ, где удалось избежать значительной эрозии путем использования дробления жидкости сверхкритическим паровым потоком, тем самым, повысив надежность последних ступеней и турбины в целом.

Включение охлаждающего устройства предусмотрено при работе турбины на теплофикационном режиме с малым пропуском пара через ЦНД с закрытыми регулирующими диафрагмами ЧНД и работе турбины в режиме холостого хода во время испытаний генератора для обеспечения допустимого теплового состояния рабочих лопаток последних ступеней и выхлопных патрубков ЦНД.

Система охлаждения одновременно выполняет заградительную функцию, предотвращая попадание влажного пара из конденсатора на выходные кромки лопаток и их эрозионного износа. По опытным и расчетным данным для охлаждения ЦНД требуется около 10 т/ч расхода пара. Для уменьшения расхода пара конденсационного пропуска в ЦНД регулирующие диафрагмы ЧНД выполняются плотными и величина протечек пара

при их полностью закрытом положении не превысит 7 т/ч, что в свою очередь позволяет повысить тепловую нагрузку отопительных отборов пара турбины на 30 Гкал/ч.

Опорно-упорный и опорные подшипники турбины повторяют ранее принятую конструкцию в турбине ПТУ Т-250 и снабжены бачками аварийного маслоснабжения. Корпуса маслозащитных уплотнений крепятся к корпусам подшипников фланцами, конструкция уплотнений включает в себя маслосбросные канавки на роторах и маслоприёмные камеры в корпусах уплотнений. Дополнительно уплотнены масляные сливы из вкладышей. Маслоснабжение турбины и генератора выполнено по ранее отработанной в эксплуатации схеме маслоснабжения ПТУ Т-250. В качестве маслонапорных устройств используются четыре электронасосных масляных агрегата – два основных с двигателями переменного тока и два резервных с двигателями на постоянном токе. Для осуществления постоянной и полноценной очистки масла на напорной линии маслонасосных агрегатов установлен дуплексный полнопроходный фильтр тонкой очистки. С целью максимального приближения реальных характеристик системы смазки в части расходов и вязкости к расчетным при пуске турбины из холодного состояния, после ремонтов, длительных простоев, в системе маслоснабжения предусмотрен масляный электрический нагреватель. Отличительной особенностью нового турбоагрегата является наличие системы гидростатического подъема его роторов. Система гидроподъема обеспечивает надежное жидкостное трение в подшипниках турбоагрегата при его пусках, остановах при работе на валоповоротном устройстве (ВПУ) до создания условий гидродинамической смазки с образованием устойчивого масляного клина, а также позволяет обеспечивать всплытие валопровода во время ремонтных работ.

Тепловое перемещение корпусов подшипников осуществлено скольжением закаленных стальных пластин, закрепленных на опорных поверхностях корпусов, по поверхности фундаментных рам, выполненных из высокопрочного чугуна повышенной твердости. Дополнительно корпус переднего подшипника защищается от опрокидывания сцепным устройством, прикладывающим перемещающие усилия от корпуса цилиндра непосредственно к опорной поверхности корпуса подшипника.

Тепловая схема новой ПТУ разработана с учетом использования опыта Мосэнерго по использованию бездеаэраторной схемы. Также большинство принятых решений по конструкции турбины могут быть применены в варианте с деаэраторной схемой.

Основной конденсат откачивается из конденсатосборников конденсаторов четырьмя конденсатными насосами первой ступени (КЭН-1 ст.) с напором не более 85 м. Такой напор насосов

обусловлен необходимостью направлять основной конденсат в блочную обессоливающую установку (БОУ). При этом схемой турбоустановки предусмотрена возможность 100 % очистки конденсата в БОУ. Однако для обеспечения нормальной работы фильтров БОУ в современной ПТУ необходима подача конденсата в БОУ с температурой не более (75–80) °С. Для обеспечения этого требования в схеме использован один охладитель конденсата турбины (ОКТ). Для охлаждения основного конденсата используется охлаждающая вода замкнутого контура станции. Также в связи с ограничением максимального давления в аппаратах БОУ подъем основного конденсата выполнен двухступенчатым. Первая ступень конденсатных насосов откачивает конденсат непосредственно из конденсатосборников конденсаторов. Напором насосов первой ступени конденсат прокачивается через ОКТ, БОУ, охладители основных эжекторов (ЭО), включенные параллельно, охладители эжектора уплотнений (ЭУ), включенные последовательно, сальниковый подогреватель (ПС), охладитель конденсата бойлеров (ОКБ), ПНД-1 и подается в ПНД-2. В новой бездеаэраторной ПТУ в качестве устройства, выполняющего функции деаэратора – первичная деаэрация и сбор тепловых потоков различных параметров, установлен подогреватель низкого давления № 2 (ПНД-2) смещающего типа. Подогреватель устроен таким образом, что поступающий через дырчатый щит основной конденсат распыляется и смешивается с паром из отбора турбины, осуществляя с одной стороны подогрев конденсата, с другой стороны конденсируя пар. Вторая ступень конденсатных насосов основного конденсата (КЭН-2 ст.) по схеме была перенесена на слив ПНД-2. Смесь основного конденсата и конденсата греющего пара ПНД-2 поступает на всас четырех вертикальных конденсатных насосов с名义альным напором 220 м. Далее конденсат подается через ПНД-3, ПНД-4, ПНД-5 на всас питательного насоса. С напора питательная вода подается в группу ПВД, которая защищена групповым защитным устройством, обеспечивающим отключение группы по питательной воде в аварийных ситуациях. После ПВД подогретая питательная вода направляется в котел. Поскольку в схеме отсутствует деаэратор, при достаточном давлении в ПВД-7 и ПВД-8 их конденсат греющего пара направляется в линию основного конденсата за ПНД-5. При недостаточном давлении в ПВД-7 конденсат греющего пара ПВД-8 и ПВД-7 может быть направлен в ПВД-6. Конденсат ПВД-6 может быть направлен как в паровое пространство ПНД-5 так и, при недостаточном давлении, в расширитель конденсатора. Конденсат греющего пара ПНД-5 сливается в паровое пространство ПНД-4, откуда общий конденсат двух отборов откачивается двумя конденсатными насосами вертикального типа с подачей 200 м³/ч каждый. При этом насосы выбраны таким образом, чтобы

имелась возможность 100 % резерва. Конденсат греющего пара ПНД-3 самотеком направляется в ПНД-2. Регулирование уровня конденсата в ПВД-6,7,8, ПНД-3,4,5 осуществляется посредством регулирующих клапанов, управляемых автоматическими регуляторами уровня. ПНД-1 и ПС работают без уровня, со сливом конденсата через гидрозатвор в расширитель конденсатора. Регулирование уровня в ПНД-2 осуществляется посредством регулирующего клапана, установленного на напоре КЭН-1 ст. перед подачей конденсата в ОКБ, ОКТ, ПНД-1. При этом регулирование уровня конденсата в конденсатосборниках конденсаторов осуществляется посредством рециркуляции основного конденсата, а также с помощью регулируемого добавка хим.воды в расширитель конденсатора. При этом на напоре КЭН-2 ст. регулирование расхода конденсата не осуществляется, так как в связи с отсутствием деаэратора напор КЭН-2 ст. непосредственно сообщен с питательными электронасосными агрегатами (ПЭН) и регулирование расхода основного конденсата – питательной воды осуществляется посредством регулирования характеристик ПЭН (гидромуфта, либо частотный привод). Это, вкупе с рециркуляцией питательной воды, обеспечивает надежное поддержание давления и соответствия расхода питательной воды паровой нагрузке котла.

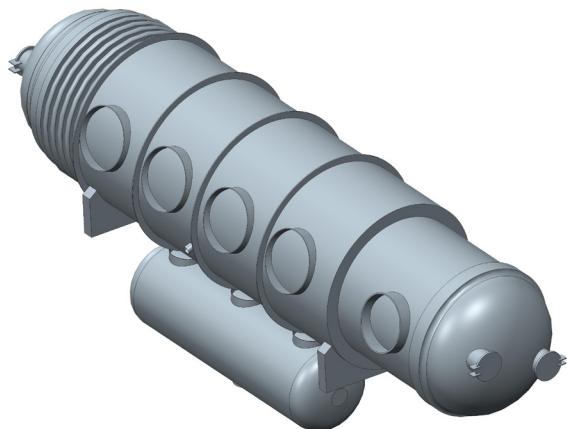


Рис. 2 – Подогреватель сетевой горизонтальный ПСГ-4900

ПТУ Т-295 оборудована установкой для ступенчатого подогрева сетевой воды в горизонтальных подогревателях ПСГ-4900 (рис. 2). При этом максимальная тепловая нагрузка 376 Гкал/ч может быть обеспечена как при двухступенчатом последовательном подогреве сетевой воды, так и при одноступенчатом подогреве только в ПСГ-1. При двухступенчатом подогреве регулирование поддерживает заданную температуру сетевой воды за верхним сетевым подогревателем. При подогреве сетевой воды паром только нижнего отопительного отбора температура сетевой воды поддерживается за нижним сетевым подогревателем. Регулирование давления в верхнем отопительном от-

боре при двухступенчатом подогреве сетевой воды и в нижнем отопительном отборе при одноступенчатом подогреве сетевой воды осуществляется регулирующими диафрагмами ЧНД. Сетевые подогреватели ПСГ-4900 представляют собой кожухотрубные теплообменные аппараты с площадью теплообмена 4900 м² образованной центральным трубным пучком из прямых труб из нержавеющей стали, развалцованными с обеих сторон в трубных досках.

Максимальный расход сетевой воды, проходящей через ПСГ, составляет 8000 м³/ч (минимальный расход – 2600 м³/ч). Максимальное давление нагреваемой сетевой воды – 11,4 кгс/см². Недогрев сетевой воды для чистых труб при номинальной теплопроизводительности и номинальном расходе сетевой воды при $t_{cp} = 70$ °C составляет 3,5 °C. Благодаря тому, что водяное пространство ПСГ рассчитано на повышенное давление сетевой воды, может быть исключена необходимость в двух ступенях подъема сетевой воды в рамках общестанционных решений. Слив конденсата греющего пара из ПСГ-1 (нижнего) осуществляется тремя конденсатными насосами с подачей по 320 м³/ч каждый. На сливе конденсата из ПСГ-2 (верхнего) установлено два аналогичных конденсатных насоса вертикального типа. При этом производительность выбрана таким образом, что и на сливе из ПСГ-2 и на сливе из ПСГ-1 один насос всегда находится в резерве. Напор насосов выбран таким же, как у насосов КЭН-1 ст. и составляет 85 м. Конденсат греющего пара ПСГ при штатной работе направляется совместно в линию основного конденсата непосредственно перед ПНД-2. Такая схема с подачей конденсата ПСГ в линию основного конденсата до напора КЭН-2 ст. позволяет значительно экономить на электроэнергии собственных нужд на привод конденсатных насосов ПСГ. В случае появления неплотностей между водяным и паровым пространствами подогревателя и повышения содержания солей натрия в конденсате греющего пара, такой конденсат направляется в ОКБ для расхолаживания. После ОКБ конденсат направляется в расширитель конденсатора, откуда откачивается КЭН-1 ст. и подается в БОУ на обессоливание. Для исключения процессов завоздушивания парового пространства ПСГ предусмотрены линии отсоса паровоздушной смеси: из ПСГ-2 в отбор пара на ПСГ-1, из ПСГ-1 в конденсатор. Дополнительно, для обеспечения максимальной деаэрации конденсата из конденсатосборников выполнены отсосы паровоздушной смеси: из конденсатосборника ПСГ-1 в отбор пара на ПСГ-2, из конденсатосборника ПСГ-2 в расширитель конденсатора. Для обеспечения слива конденсата из конденсатосборников при простое ПСГ предусмотрены переливы: из ПСГ-2 в конденсатосборник ПСГ-1 через гидрозатвор глубиной 14 м, из ПСГ-1 в расширитель конденсатора через гидрозатвор глубиной 14 м.

ПТУ комплектується конденсаторною групой КГ-14000 з суммарною площею поверхности теплообмена 14000 м^2 і расходом охлаждаючої води до 28000 т/ч . Конденсаторна група складається з двох конденсаторів К-7000 (рис. 3), соединених паралельно по охлаждаючої воді, основною котелю конденсату і паровоздушної смесі.

Кожен конденсатор складається з корпуса і розташованих в ньому двох трубних пучків. Відмінною від початкового конденсатора К-14000 є те, що конденсатори К-7000 не мають вбудованого пучка. Існує зборник конденсату. Пучки по водяній стороні обладнані дводходовими. Матеріал труб поверхності теплообмена визначається залежною від якості охлаждаючої води і може бути обраним як з меднонікелевого сплава, так і з нержавіючої сталі. Кожен конденсатор комплектується деаераторним барботажним зборником конденсату і гідравлічним пароперепускним клапаном. Останній розділяє парові простори корпуса конденсатора і зборника. Дане конструктивне рішення дозволяє наряду з деаерацією проводити подогрев основного конденсату на $(2\text{--}6)^\circ\text{C}$ вище температури насыщення пара в конденсаторі за рахунок використання тепла постійних дренажів і рециркуляції основного конденсату в теплофікаційних режимах.

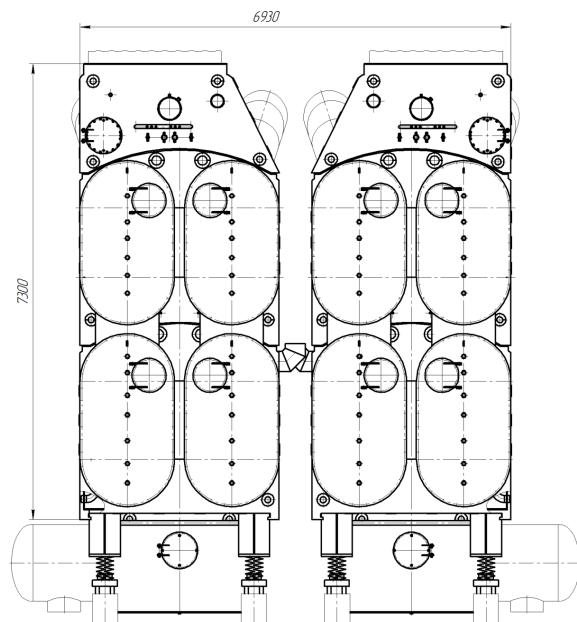


Рис. 3 – Конденсаторна група КГ-14000

На конденсаційних режимах деаерація конденсату, в разі недопустимого підвищення його кислорододержання, може бути доповнено залежною від використання обвода клапана рециркуляції для повернення частини нагретого конденсату в барботажний отсек зборника. Крім того, в конденсаторах передбачено прийом пара від БРОУ і пара від растопочного розширителя котла. Переходний патрубок конденсатора обору-

дований декількома колекторами форсунок, забезпечуючими можливість підтримання температури вихлопного і переходного патрубків в дозволених межах при режимах сброса пара від БРОУ. Розширитель дренажів конденсатора виконаний в формі горизонтального посудини, куди скидається дренаж паротурбінної установки, продувка тракту горячого промперегрева, потоки конденсата від теплообмінних апаратів, сброс від основної предохранительної мембрани. Розширитель обладнаний форсунками для охолодження випару, направлюваного в переходний патрубок конденсаторів. Крім того, конденсаторна група обладнана розширителем дренажів високого тиску для прийому продувки паропровода свежого пара до ГПЗ, дренажі паропроводів високого тиску блока. Також окремо передбачено колектор низького тиску для збору дренажів низького тиску турбоустановки. Циркуляційна вода підводиться до кожного пучку конденсаторів знизу і відводиться від входних камер зверху. Для трубних пучків передбачена можливість їх відключення на працюючій турбіні. При цьому в зв'язку з тим, що ЦНД турбін виконані двухпоточним (кожен потік направлюється в відповідний конденсатор), відключення трубних пучків по охлаждаючої воді дозволяється тільки для симетричних пучків: зовнішній пучок левого конденсатора з зовнішнім пучком правого конденсатора і внутрішній пучок левого конденсатора з внутрішнім пучком правого конденсатора.

Для охолодження масла системи маслонаснабження встановлені три кожухотрубні маслоохладителі. Суммарний максимальний расход охлаждаючої води для маслоохладителів становить не більше $450 \text{ м}^3/\text{ч}$. На сливі охлаждаючої води зі маслоохладителів встановлені регулюючі клапани, дозволяючі точне регулювання температури охолоджуваного масла на виході з маслоохладителів.

ПТУ серії Т-250 спроектовані для установки в машинний зал станції поперек осі рядів колон здания з шириной проліту 54 м . При проєктуванні нової ПТУ Т-295 було вирішено зберегти не тільки «форм-фактор» самостійної турбіни, але і «вписатися» в машзал ПТУ Т-250. Більше того, при проєктуванні як самостійної турбіни, так і обладнання ПТУ, вдалося забезпечити можливість установки турбіни Т-295 на фундамент турбіни Т-250 без серйозної реконструкції останнього. Очевидно, що об'єм реконструкції фундамента визначається як фактическим состоянням самостійного фундамента, так і сопрягаемим з турбіною генератором. Наприклад, для першого проекта заміни турбіни Т-250 на турбіну Т-295 прийнято рішення використовувати генератор потужністю 350 МВт з водородним охолодженням. Такий генератор в значительній мірі збігається з установленими в складі турбоустановок серії Т-

250. Однако именно для первого проекта замены турбины Т-250 в связи с несоответствием существующего фундамента действующим нормативным документам (не допускается применение фундаментов турбоагрегатов из сборного железобетона) пришлось реконструировать фундамент практически полностью. Таким образом, новый турбоагрегат Т-295+ТВВ-350-2УЗ размещается в существующем машзале шириной 54 м на новом фундаменте, выполненному по современным нормам проектирования и расчетов но практически полностью по своему конструктивному исполнению повторяющему существующий фундамент.

Благодаря тому, что новая конденсаторная группа КГ2-14000 является более эффективной, чем конденсатор К-14000, удалось разместить два отдельно стоящих конденсатора К-7000 в исходных габаритах – между колонн фундамента под выхлопом ЦНД.

Подогреватели сетевой воды, как и в исходной установке, размещены внутри фундамента турбоагрегата: ПСГ-1 располагается под ЦСД-1, ПСГ-2 располагается под генератором. Отметки обслуживания организованы таким образом, что отметка пола подвала составляет -3,9 м, отметка пола конденсационного помещения составляет +0,6 м, оперативная отметка пола машзала составляет +9,6 м.

Оборудование масляного хозяйства расположено с правой стороны от оси паротурбинного агрегата и включает в себя: электронасосные масляные агрегаты – два основных и два аварийных, размещенных на отметке +0,6 м; электронасосные агрегаты системы гидроподъема валопровода, размещенные на отметке +0,6 м, масляный бак ёмкостью 66 м³, расположенный на промежуточной отметке +3,6 м.

При компоновке ПТУ Т-295 было необходимо решить задачи, связанные с использованием новейших сталей маркенситного класса, таких как Р-91. Для трассировки перепускных труб применяны гнутые и крутоизогнутые отводы, выполняемые по имеющимся стандартам. Для компоновки паропровода свежего пара применена, в том числе, арматура, обеспечивающая надежную работу при температуре 570 °C и ресурс работы не менее 200 тыс. часов.

В ПТУ Т-295 система автоматического регулирования и защиты выполнена электрогидравлической с использованием технологии высокого давления и структурно состоит из следующих основных частей:

- электрической части (ЭЧ);
- механической части (МЧ);
- электрогидравлических преобразователей (ЭГП).

ЭЧ предназначена для формирования сигналов регулирования и защиты в соответствии с заложенными алгоритмами во всем возможном диапазоне эксплуатационных режимов работы, а

также при возникновении аварийных ситуаций. ЭЧ выполнена на базе современных промышленных контроллеров «МФК3000» российского производства в составе программно-технического комплекса (ПТК) «Текон» (производитель ГК «Текон», г. Москва).

В ЭЧ реализуются:

- система регулирования паровой турбины, включая систему управления электрогидравлическими приводами;
- система управления вспомогательным оборудованием системы регенерации;
- система контроля работы блоков азотных аккумуляторов;
- система управления маслонасосной станцией высокого давления, в том числе система контроля качества рабочей жидкости и система управления температурой рабочей жидкости в баке;
- электронный автомат безопасности (ЭАБ). ЭАБ состоит из шести независимых от основного контроллера ПТК микропроцессорных измерителей, каждый из которых принимает сигнал от собственного датчика оборотов.
- система общетурбинных технологических защит;
- приём и отработка аварийных сигналов энергосистемы;
- механизм аварийного останова турбины.

Все органы парораспределения паровой турбины представляют собой МЧ и включают в себя четыре РК ВД, два РК СД, два отсечных клапана СД, два СК ВД и две поворотно-регулирующие диафрагмы ЧНД.

ЭГП строятся на базе индивидуальных электрогидравлических сервоприводов (ИП), непосредственно управляющих всеми парораспределительными органами с увеличением рабочего давления в системе регулирования до 180 кгс/см². Обеспечение смазкой подшипников турбины осуществляется независимой системой смазки. ИП предназначены для прямого управления регулирующими, стопорными и отсечными клапанами паровой турбины.

ИП включает в себя: гидравлический цилиндр, блок управления, датчики обратной связи, пакеты дисковых пружин.

Все гидравлические цилиндры за исключением гидравлического цилиндра привода регулирующих диафрагм выполняются одностороннего действия с закрытием от усилий пакета пружин, что гарантированно обеспечивает закрытие паровых клапанов в аварийных режимах. ИП поворотных регулирующих диафрагм выполнен двухсторонним, ввиду значительных перестановочных усилий от воздействия потока пара и сил трения при полном ходе более 200 мм. Непосредственно на корпусе каждого цилиндра устанавливается блок управления, что минимизирует вероятность утечек и уменьшает время реакции на команды

ПТК. Блок управления строится на базе электро-гидравлических сервоусилителей с управлением от ПТК, гидравлических распределителей встроенного и стыковочного монтажа. В состав каждого блока управления также входит гидропанель, внутри которой реализована гидравлическая схема, обеспечивающая требуемые характеристики контура управления. Все гидравлические элементы монтируются внутри и на поверхности гидропанели. Быстро действующий электрогидравлический сервоусилитель используется в процессе нормального управления регулирующими клапанами, в то время как, для управления стопорными и отсечными клапанами используется гидрораспределитель. В нештатной ситуации требуется быстрое перемещение всех парораспределительных органов в сторону закрытия, которое не может быть выполнено устройствами управления. Для этого используются гидрораспределители с электромагнитным управлением и картриджные клапаны встроенного монтажа.

Источником гидравлической энергии системы регулирования и защиты служит маслонапорная установка высокого давления (МНУ ВД). В составе МНУ ВД имеются дублированные аксиально-поршневые насосы подачи рабочей среды в линию напорного давления трубопроводов системы регулирования. В алгоритмах управления МНУ ВД реализуется периодическое автоматическое переключение насосов с основного на резервный для обеспечения равного времени наработки каждого насоса. Масляный бак МНУ ВД изготавливается из нержавеющей стали с внутренними перегородками между отсеками. Для постоянного поддержания необходимой чистоты рабочей жидкости в контуре системы регулирования используется вспомогательная установка,строенная непосредственно в МНУ ВД. Вспомогательная установка с помощью винтовых насосов обеспечивает постоянную циркуляцию части рабочей жидкости через дублированную систему фильтрации, что позволяет производить замену фильтроэлементов на работающем оборудовании без его останова. С целью обеспечения пожаробезопасности ПТУ в контуре регулирования применяется огнестойкая рабочая жидкость. Данная жидкость не передает горение по струе, не токсична, а биоразлагаемость достигает уровня в 90 %. Для поддержания рабочей температуры в контуре системы регулирования МНУ ВД оснащена двумя резервированными теплообменниками с водяным охлаждением и погружными подогревателями, которые используются для подогрева рабочей жидкости во время пусковых операций для снижения вероятности появления кавитации насосов вследствие повышенной вязкости рабочей среды. Все системы МНУ ВД оснащены встроенными датчиками, что позволяет обеспечить максимальный уровень автоматизации, диагностики и полный контроль работоспособности установки. Дополнительно в МНУ ВД встроено

на автономная аналитическая система контроля качества рабочей жидкости с возможностью выдачи информации в ПТК.

Для длительного хранения аккумулированной энергии жидкости используются аккумуляторные батареи, которые обеспечивают следующий минимальный объем функций: гарантированное закрытие ИП поворотных регулирующих диафрагм при внештатных и аварийных ситуациях, компенсацию скачков и падения давления в основном контуре подачи рабочей жидкости, поддержание на определенное время устойчивой работы всех сервоприводов в случае отказа МНУ ВД и обеспечение плавного останова паровой турбины, при необходимости. При работе в базовом режиме аккумуляторные батареи также позволяют значительно снизить потребляемую мощность основной моторно-насосной группы, одновременно повышая ресурс работы последней, за счет использования аккумулированной энергии в основном контуре регулирования и поддержания заданного положения паровых клапанов. В составе батареи применяются поршневые гидроаккумуляторы, заряженные азотом.

Обеспечение высокого уровня безопасности и надежности системы защиты турбины достигается за счет применения в качестве «пассивного» мажоритарного элемента блока защиты с логикой срабатывания «2 из 3-х». Конструкцией блока предусмотрено автоматическое независимое тестирование каждого канала на работающей турбине. Во время тестирования одного из каналов блока, два других канала остаются в работе и обеспечивают необходимую защиту турбины.

Таблица 1 – Основные технические параметры турбины

Наименование параметра	Значение
Электрическая мощность, МВт	
номинальная	295
максимальная (на конденсационном режиме)	335
Параметры свежего пара:	
давление, МПа	23,5
температура, °С	565
Расход свежего пара, т/ч:	
на номинальном режиме	1007
на конденсационном режиме	980
максимальный	1030
Температура пара после промперегрева, °С	565
Тепловая нагрузка номинальная, Гкал/ч	373
Охлаждающая вода, проходящая через конденсаторную группу:	
расход максимальный, м ³ /ч	28000
температура на входе в конденсаторы, °С	20

Для экстренного останова турбины оператором, помимо ПТК, используется механизм ручного останова, который представляет собой гидрораспределитель с ручным управлением. При его перемещении происходит сброс давления в линии

защиты и, как следствие, закрытие стопорных и регулирующих клапанов турбины.

Основные технические параметры турбины представлены в табл. 1.

Выводы

В результате работы разработана ПТУ с турбиной Т-295 с увеличением технико-экономических показателей. Турбина спроектирована для работы на повышенные параметры свежего пара – температура 565 °C (ранее турбины Т-250 эксплуатировались при температуре 540 °C), давление – 23,5 МПа, и повышенную температуру пара промперегрева – 565 (ранее турбины Т-250 эксплуатировались при температуре 540 °C). В турбине применены материалы и конструкция узлов и деталей, обеспечивающих ресурс эксплуатации в 250000 часов. Также в рамках проекта полностью проработана тепловая схема ПТУ с осуществлением выбора вспомогательного оборудования.

Список литературы

- 1 Баринберг, Г. Д. Об основных направлениях развития теплофикации и теплофикационного турбостроения в России [Текст] / Г. Д. Баринберг, В. В. Кортенко, А. А. Чубаров // Теплоэнергетика. – 2001. – № 11. – С. 7–12.
- 2 Симою, Л. Л. Повышение эффективности работы турбоустановки Т-250/300-240 путём модернизации ЦНД [Текст] / Л. Л. Симою, В. Ф. Гуторов, В. П. Лагун, Г. Д. Баринберг // Теплоэнергетика. – 2005. – № 11. – С. 68–74.
- 3 Костюк, А. Г. Об условиях перевода паровой турбины Т-250/300-23,5 TMZ в режим работы без рабочих лопаток последней ступени [Текст] / А. Г. Костюк, А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 23–30.
- 4 Слабченко, О. Н. Оценка эффективности работы ЦНД турбины Т-250/300-23,5 Харьковской ТЭЦ-5 [Текст] / О. Н. Слабченко, М. В. Зайцев, А. Ю. Козлков, А. Д. Золотухин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси їх устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2009. – № 3. – С. 41–48. – Бібліogr.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.
- 5 Баринберг, Г. Д. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода [Текст] / Г. Д. Баринберг, Ю. М. Бродов, А. А. Гольдберг, Л. С. Иоффе, В. В. Кортенко, В. Б. Новоселов, Ю. А. Сахнин ; под общ. ред. проф. д.т.н. Ю. М. Бродова и к.т.н. В. В. Кортенко. – Екатеринбург : Априо, 2010. – 488 с.
- 6 Симою, Л. Л. Повышение экономичности теплофикационных турбин с двухпоточным ЦНД [Текст] / Л. Л. Симою, В. Ф. Гуторов, Е. И. Эфрос, Г. Д. Баринберг, В. В. Кортенко, В. Д. Гаев, Ю. Н. Неженцев, В. Н. Плахтий // Теплоэнергетика. – 2000. – № 11. – С. 14–17.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Barinberg, G. D., Kortenko, V. V. and Chubarov A. A.** (2001), "Ob osnovnyh napravlenijah razvitiija teplofikacii i teplofikacionnogo turbostroenija v Rossii [Some topic about district heating and district heating equipment development in Russia]", *Teplojenergetika*, vol. 11, pp. 7–12.
- 2 **Simou, L. L., Gutorov, V. F., Lagun, V. P. and Barinberg, G. D.** (2005) "Povyshenie jekfektivnosti raboty turboustanovki T-250/300-240 putem modernizacii CND [Turbine T-250/300-240 impruvring efficiency via LPC modernization]", *Teplojenergetika*, vol. 11, pp. 68–74.
- 3 **Kostuk, A. G., Trukhniy, A. D. and Lomakin, B. V.** (2004) "Ob uslovijah perevoda parovoj turbiny T-250/300-23,5 TMZ v rezhim raboty bez rabochih lopatok poslednej stupeni [About changing mode conditions to the mode without last stage bucket for T-250/300-240 TMZ]", *Teplojenergetika*, vol. 5, pp. 23–30.
- 4 **Slabchenko, O. N., Zaycev, M. V., Kozlokov, A. U. and Zolotuhin, A. D.** (2009) "Ocenka jekfektivnosti raboty CND turbiny T-250/300-23,5 Har'kovskoj TJeC-5 [Estimation Of LPC Efficiency Of The T-250/300-23,5 Turbine Of The Kharkov HPP-5]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, vol. 3, pp. 41–48, ISSN 2078-774X.
- 5 **Barinberg, G. D., Brodov, Y. M., Goldberg, A. A., Yoffe, L. S., Kortenko, V. V., Novoselov, V. B. and Sakhnin, Y. A.** (2010) *Parovye turbiny i turboustanovki Ural'skogo turbinnogo zavoda* [Ural Turbine Works steam turbines and turbine units], in Brodov, Y.M. and Kortenko, V.V. (ed.), Aprio, Yekaterinburg, Russian.
- 6 **Simou, L. L., Gutorov, V. F., Efros, E. I., Barinberg, G. D., Kortenko, V. V., Gaev, V. D., Nezentcev, Y. N. and Plakhty, V. N.** (2000) "Povyshenie jekonomichnosti teplofikacionnyh turbin s dvuhpotochnym CND [Impruvring efficiency for district heating turbines with dual LPC]", *Teplojenergetika*, vol. 11, pp. 14–17.

Сведения об авторах (About authors)

Валамин Александр Евгеньевич – технический директор ЗАО «УТЗ», г. Екатеринбург, Россия, e-mail: energo@utz.ru, myustepanov@utz.ru.

Valamin Alexander Evgenievich – Technical director of CJSC “UTW”, Yekaterinburg, Russia.

Культышев Алексей Юрьевич – кандидат технических наук, главный конструктор ЗАО «УТЗ», г. Екатеринбург, Россия.

Kultyshev Alexey Yurevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Chief Designer of CJSC “UTW”, Yekaterinburg, Russia.

Шибаев Тарас Леонидович – кандидат технических наук, заместитель главного конструктора ЗАО «УТЗ», г. Екатеринбург, Россия.

Shibaev Taras Leonidovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Deputy Chief designer CJSC “UTW”, Yekaterinburg, Russia.

Гольдберг Александр Айзикович – главный специалист по паротурбинным установкам ЗАО «УТЗ», г. Екатеринбург, Россия.

Goldberg Alexander Aizikovich – Main steam turbine specialist CJSC “UTW”, Yekaterinburg, Russia.

Сахнин Юрий Абрамович – начальник отдела паровых турбин ЗАО «УТЗ», г. Екатеринбург, Россия.

Sakhnin Yurii Abramovich – Head of Steam turbine design department CJSC “UTW”, Yekaterinburg, Russia.

Степанов Михаил Юрьевич – начальник отдела расчётов паровых турбин ЗАО «УТЗ», г. Екатеринбург, Россия.

Stepanov Mikhail Yurevich – Head of steam turbine calculation department CJSC “UTW”, Yekaterinburg, Russia.

Шехтер Михаил Валерьевич – начальник отдела систем автоматического управления ЗАО «УТЗ», г. Екатеринбург, Россия.

Shekhter Mikhail Valerievich – Head of Automatic Control system design department CJSC “UTW”, Yekaterinburg, Russia.

Бilan Виталий Николаевич – кандидат технических наук, заместитель начальника отдела расчётов паровых турбин ЗАО «УТЗ», г. Екатеринбург, Россия.

Bilan Vitaly Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Deputy Head of steam turbine calculation department CJSC “UTW”, Yekaterinburg, Russia.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Валамин, А. Е. Теплофикационная турбина Т-295/335-23,5 для реконструкции энергоблоков с турбинами Т-250/300-240 [Текст] / А. Е. Валамин, А. Ю. Култышев, Т. Л. Шибаев, А. А. Гольдберг, Ю. А. Сахнин, М. Ю. Степанов, М. В. Шехтер, В. Н. Билан // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 37–46. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.05.

Please cite this article as:

Valamin, A. E., Kultyshev, A. Yu., Shibaev, T. L., Goldberg, A. A., Sakhnin, Yu. A., Stepanov, M. Yu., Shekhter, M. V. and Bilan, V. N. (2016), "The Cogeneration Turbine T-295/335-23,5 Designed for the Reconstruction of Power-Generating Units Equipped with T-250/300-240 Turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 37–46, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.05.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Валамін, О. Є. Теплофікаційна турбіна Т-295/335-23,5 для реконструкції енергоблоків з турбінами Т-250/300-240 / О. Є. Валамін, О. Ю. Култишев, Т. Л. Шибаев, О. А. Гольдберг, Ю. А. Сахнін, М. Ю. Степанов, М. В. Шехтер, В. М. Білан // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 37–46. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.05.

АНОТАЦІЯ Представлено опис теплофікаційної турбіни Т-295/335-23,5, розробленої для заміни турбін серії Т-250/300-240, що відпрацювали свій парковий ресурс. Турбіни Т-250 встановлені в таких потужнісних містах, як Москва, Санкт-Петербург, Київ, Харків, Мінськ, для забезпечення потреб централізованого вироблення теплової та електричної енергії. Представлено ряд передумов і варіантів, що розглядаються при реконструкції енергоблоків з турбінами Т-250. Дано опис конструкції нової турбіни Т-295, відзначені деякі схемні і компонувальні рішення, показані досягнуті основні техніко-економічні характеристики з урахуванням одночасної реконструкції котельного обладнання для збільшення паропродуктивності і температури свіжої пари і промперегріву. З урахуванням необхідності забезпечення ресурсу вузлів власне турбіни, що працюють при температурі понад 450 °C – не менше 250000 годин експлуатації, позначені вибрані матеріали для виконання зазначененої вимоги.

Ключові слова: парова турбіна, принципова теплова схема, реконструкція, компонування турбоустановки.

Поступила (received) 08.01.2016

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

**ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ТРЕХМЕРНОГО НЕСТАЦИОНАРНОГО ПОТОКА
ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА В ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ТУРБОМАШИНЫ С УЧЁТОМ
НЕОСЕСИММЕТРИЧНОГО ВЫХЛОПНОГО ПАТРУБКА**

АННОТАЦИЯ Представлены результаты численного моделирования трехмерного потока идеального газа через последнюю ступень турбомашины с учетом неравномерности потока, вызванной направляющими лопатками, неосесимметричным патрубком, и нестационарных эффектов, вызванных колебаниями лопаток. Представленный метод решения связанный аэроупругой задачи позволяет прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колебания и автоколебания с целью повышения экономичности и надежности лопаточных аппаратов турбомашин.

Ключевые слова: последняя ступень ЦНД, выхлопной патрубок, трехмерный идеальный поток, численное моделирование, нестационарные нагрузки, аэроупругие характеристики

V. GNESIN, L. KOLODYAZHNAYA, R. RZADKOWSKI

**NUMERICAL ANALYSIS OF THE THREE-DIMENSIONAL NONSTATIONARY FLOW OF
IDEAL GAS IN THE LAST STAGE OF TURBINE MACHINE TAKING INTO
CONSIDERATION THE NONAXISYMMETRIC EXHAUST PIPE BRANCH**

ABSTRACT A problem related to the forecast of the aeroelastic behavior and aeroelastic instability of blades (in particular self-oscillations, flutter, and resonance vibrations) becomes of great importance for the development of high-loaded compressor and vent rows and the last turbine stages whose long and flexible blades can be exposed to such phenomena. The solution of this problem requires the development of new models for the nonstationary three-dimensional flow, the use of contemporary numeric methods and the comparison of theoretical and experimental data. This scientific paper gives the data of numerical simulation of the 3-D flow of ideal gas passing through the last stage of turbine machine taking into account the flow nonuniformity caused by guide blades and nonuniform pressure distribution in the exhaust pipe branch and also nonstationary effects caused by blade vibrations. The numerical method is based on the solution of combined aeroelastic problem for the 3-D flow of ideal gas passing through the turbine stage and the nonaxisymmetric exhaust pipe branch including the annular diffuser. To solve the combined problem a partially integral method was used that includes integral equations of gas dynamics (Euler equations) and vibrating blade dynamics (modular approach) at each time step with the information exchange. The given method of the solution of combined aeroelastic problem allows us to predict the amplitude-frequency spectrum of blade vibrations in the three-dimensional flow of ideal gas including forced self-excited vibrations and self-vibrations to increase efficiency and reliability of the blade units of turbine machines.

Key words: the last stage of low pressure cylinder (LPC), exhaust pipe branch, three dimensional ideal flow, numerical simulation, nonstationary loads, and aeroelastic characteristics.

Введение

Нестационарные аэродинамические и аэроупругие явления оказывают существенное влияние на предельную мощность, надежность и эффективность работы турбомашины [1].

Проблема прогнозирования аэроупругого поведения лопаток и аэроупругой неустойчивости (автоколебания, флаттер, резонансные колебания) приобретает особую важность при разработке высоконагруженных компрессорных и вентиляторных венцов, а также последних ступеней турбин, длинные и гибкие лопатки которых могут быть подвержены этим явлениям. Решение данной проблемы требует разработки новых моделей нестационарного пространственного течения, использования современных численных методов, сопоставления теоретических исследований с экспериментальными данными [2, 3].

В последнее время развиты новые подходы

для исследования аэроупругого поведения лопаточных венцов в трёхмерном потоке идеального [4–6] или вязкого газа [7], основанные на последовательном интегрировании во времени уравнений движения газа и колебаний лопаток с обменом информацией на каждой итерации.

Авторами разработаны численный метод и алгоритм решения связанный задачи взаимного обмена энергией между нестационарным потоком газа и колеблющимися лопатками, который позволяет моделировать аэроупругое поведение лопаточных венцов, включая самовозбуждающиеся колебания лопаток [4–7]. Разработанный метод решения связанный аэроупругой задачи позволяет прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в трехмерном потоке идеального газа, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колебания и автоколебания с целью повышения экономичности и надежности лопаточных аппаратов турбомашин.

Цель работы

Целью настоящей работы является численный анализ трехмерного потока газа через ступень турбомашины и колебаний лопаток с учетом неравномерности потока, вызванной как направляющими лопатками статора, так и неравномерным распределением давления за рабочим колесом, вызванным неосесимметричным выхлопным патрубком.

Постановка задачи

Трёхмерный трансзвуковой поток невязкого нетеплопроводного газа через последнюю ступень осевой турбины рассматривается в физической области, включающей направляющий аппарат статора, рабочее колесо и неосесимметричный выхлопной патрубок. Течение идеального газа описывается полной системой нестационарных уравнений Эйлера, представленной в интегральной форме законов сохранения [4, 5]. Учитывая непериодичность потока в окружном направлении, в расчетную область следует включать все лопатки статора и ротора. Соотношение чисел лопаток статора и ротора в рассматриваемом варианте равно 48:53.

Расчётная область включает четыре подобласти: статор, ротор, осесимметричный диффузор и неосесимметричный выхлопной патрубок (рис. 1–3). В каждой из подобластей аэродинамические и геометрические характеристики описываются в абсолютной или относительной (для ротора) декартовой системе координат.

На рис. 1, 2 показаны разностные $H-H$ сетки для статора, ротора и выхлопного патрубка в меридиональной плоскости $x-z$ (рис. 1) и в плоскости перпендикулярной к оси вращения $x-y$ за рабочим колесом (рис. 2). Разностная сетка содержит

5160720 ячеек в статорной подобласти, 5241600 ячеек в роторной подобласти и 6739200 ячеек в выхлопном патрубке. Суммарная плотность разностной сетки в расчетной области составляет 17147520 ячеек.

На рис. 3 показан фрагмент разностной сетки в тангенциальной плоскости ($y-z$) для периферийного сечения турбинной ступени. В подобласти, включающей пересечение разностных сеток в осевом зазоре, происходит обмен информацией между аэродинамическими характеристиками неподвижного статора и вращающегося ротора.

Для численного интегрирования исходных уравнений применяется разностная схема Годунова-Колгана 2-го порядка точности по координатам и времени, обобщённая на случай произвольной пространственной деформируемой разностной сетки [8].

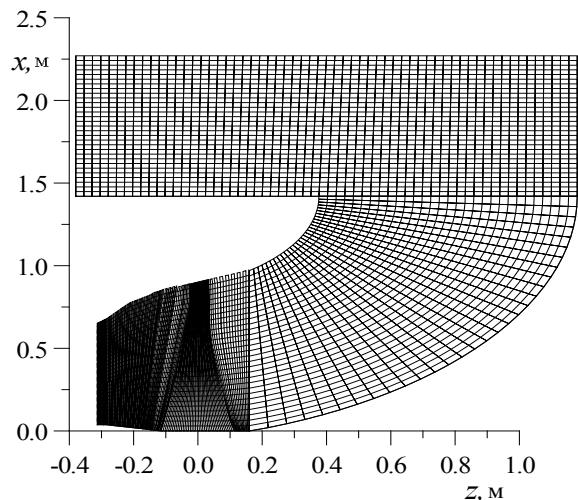


Рис. 1 – Разностная сетка для статора, ротора и выхлопного патрубка в меридиональной плоскости (плоскости $x-z$)

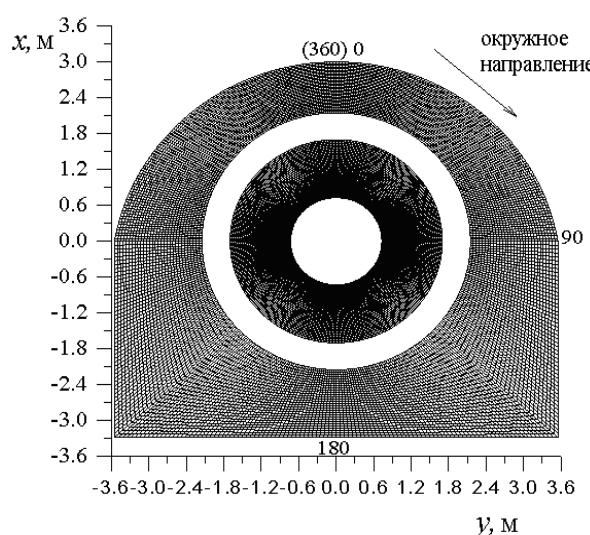


Рис. 2 – Разностная сетка для выхлопного патрубка в плоскости перпендикулярной оси вращения (плоскости $x-y$)

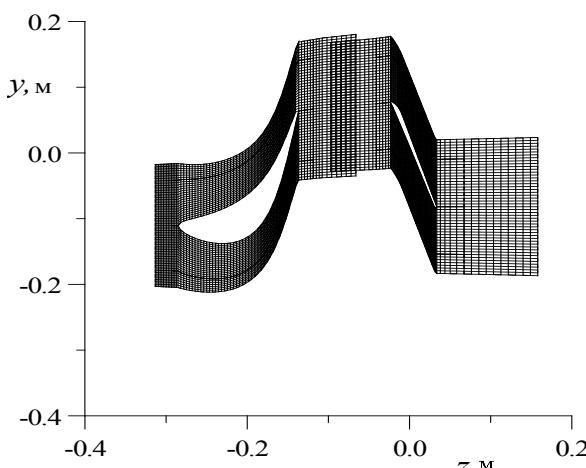


Рис. 3 – Разностная сетка в периферийном сечении турбинной ступени (плоскость $y-z$)

Постановка граничных условий основана на одномерной теории характеристик. В качестве граничных условий принимаются:

- на входе – давление и температура заторможенного потока, меридиональный и тангенциальный углы потока;
- на выходе – статическое давление в конденсаторе.

Граничные условия дополняются соотношениями на характеристиках во входном и выходном сечениях расчётной области [4–6].

Динамическая модель колеблющейся лопатки описывается с использованием модального подхода [4–7].

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

Численный анализ

Численное исследование проведено для последней ступени турбины мощностью 370 МВт с учетом выхлопного патрубка для двух режимов:

– нестационарный трёхмерный поток идеального газа через статор, ротор и выхлопной патрубок без учета колебаний лопаток (аэродинамическая задача, режим 1);

– нестационарный трёхмерный поток идеального газа через статор, ротор и выхлопной патрубок с учетом колебаний рабочих лопаток (связанная аэроупругая задача, режим 2).

В качестве граничных условий приняты:

– число оборотов ротора $n = 3000$ об/мин;

– давление и температура заторможенного потока на входе в статор $P_0 = 39200$ Па; $T_0 = 348^\circ\text{K}$;

– углы потока на входе в статор в тангенциальной (α) и меридиональной (γ) плоскостях;

– статическое давление за выхлопным патрубком (в конденсаторе) $P_2 = 10300$ Па.

При расчете колебаний лопаток ротора учитывались первые шесть собственных форм колебаний. Собственные частоты для каждой из собственных форм приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Собственные частоты

N формы	1	2	3	4	5	6
Частота v , Гц	120	160	240	360	480	520

На первом этапе выполнен расчет трехмерного нестационарного потока без учета колебаний лопаток в течение одного оборота ротора (режим 1).

Графики распределения по высоте лопатки полного давления в абсолютной системе координат на входе в ступень (P_0), полного давления в относительной вращающейся системе координат (P_{0w}), статического давления за ротором (P_2) и статического давления в осевом зазоре между статором и ротором (P_1) приведены на рис. 4.

На рис. 5 показано распределение статического давления за рабочим колесом в окружном направлении на полной дуге окружности. Угол «0» соответствует сечению $y = 0$; $x > 0$ в плоскости x , y (см. рис. 2). Неравномерность в распределении статического давления вызвана шаговой неравномерностью в каналах ротора.

Мгновенное распределение скорости (число Maxa) по обводу профиля рабочей лопатки в корневом, среднем и периферийном сечениях представлено на рис. 6. Течение в канале ротора характеризуется трансзвуковыми скоростями ($M \sim 0,8$ – $1,6$) и отсутствием зон отрыва потока.

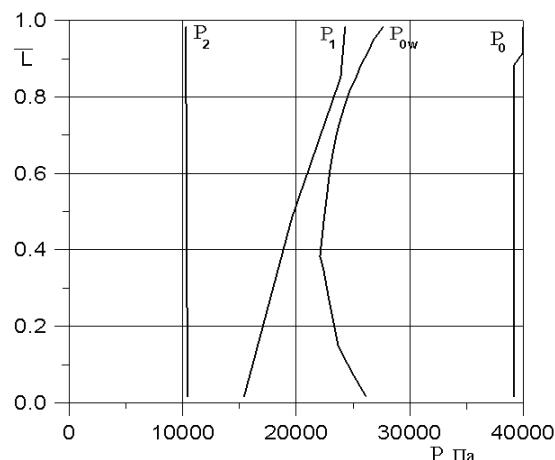


Рис. 4 – Распределение давления по высоте лопатки

На рис. 7 представлены графики нестационарных аэродинамических нагрузок (окружная, осевая и аэродинамический момент), действующих на периферийный слой рабочей лопатки в

течение пяти оборотов ротора с учётом колебаний лопаток, а также их амплитудно-частотные спектры. Как следует из графиков, основной вклад в нестационарные аэродинамические нагрузки вносят высокочастотная гармоника, вызванная шаговой неравномерностью потока за статором ($v_{\text{пот}} \times z_{\text{ст}} = 50 \times 48 = 2400$ Гц, где $v_{\text{пот}}$ – частота вращения ротора, $z_{\text{ст}}$ – число лопаток статора), низкочастотная гармоника с частотой 50 Гц, вы-

званная неравномерностью в окружном направлении за ротором, и гармоника с частотой ~110 Гц, вызванная колебаниями лопаток по 1-й собственной форме. Наибольший вклад вносит низкочастотная гармоника (50 Гц), амплитуда которой составляет для окружной силы 2 %, для осевой силы 4,5 %, для аэродинамического момента 9 % от средних значений аэродинамических загрузок.

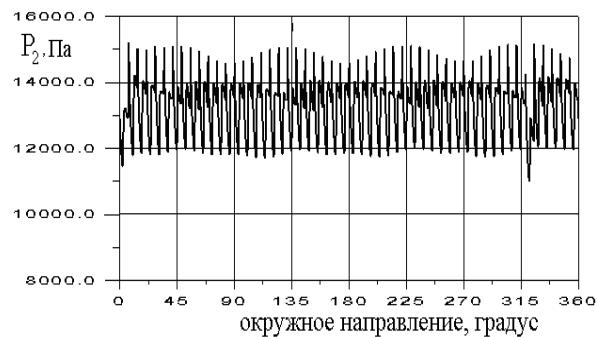
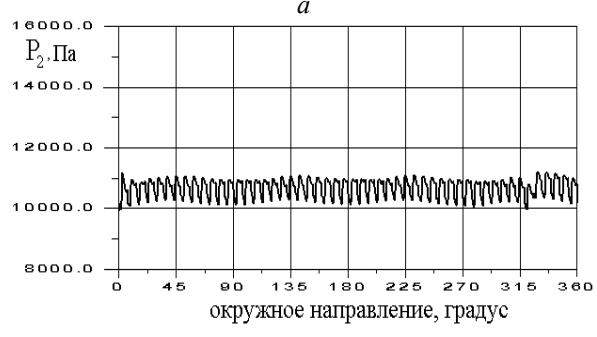
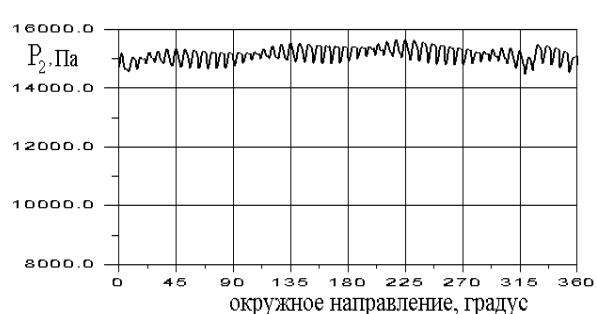
*a**б**в*

Рис. 5 – Распределение статического давления в окружном направлении за ротором:
а – периферийное сечение; б – среднее сечение;
в – корневое сечение

Перемещения периферийного сечения рабочей лопатки в окружном, осевом направлениях и поворот относительно центра тяжести, а также их амплитудно-частотные спектры показаны на рис. 8. Основной вклад в изгибные колебания лопаток (h_y, h_z) вносят гармоники с частотой 100 Гц, близкой к частоте 1-й собственной формы, в кру-

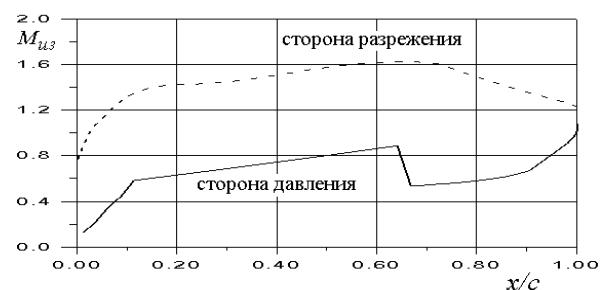
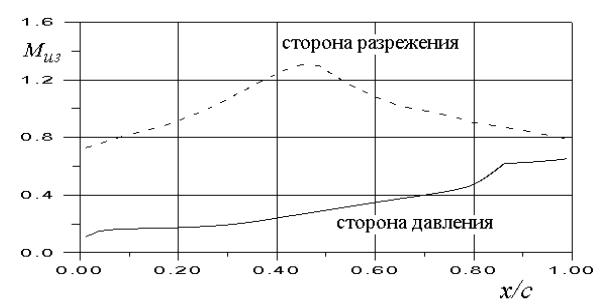
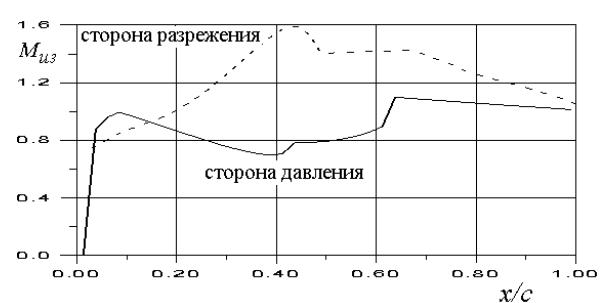
*а**б**в*

Рис. 6 – Мгновенное распределение скорости по обводу профиля рабочей лопатки:
а – периферийное сечение; б – среднее сечение;
в – корневое сечение

тильные колебания (ϕ) – гармоники с частотами 100 Гц (1-я собственная форма колебаний), 160 Гц (2-я собственная форма колебаний) и 230 Гц (3-я собственная форма колебаний). Следует обратить внимание, что вынужденные высокочастотные колебания являются пренебрежимо малыми.

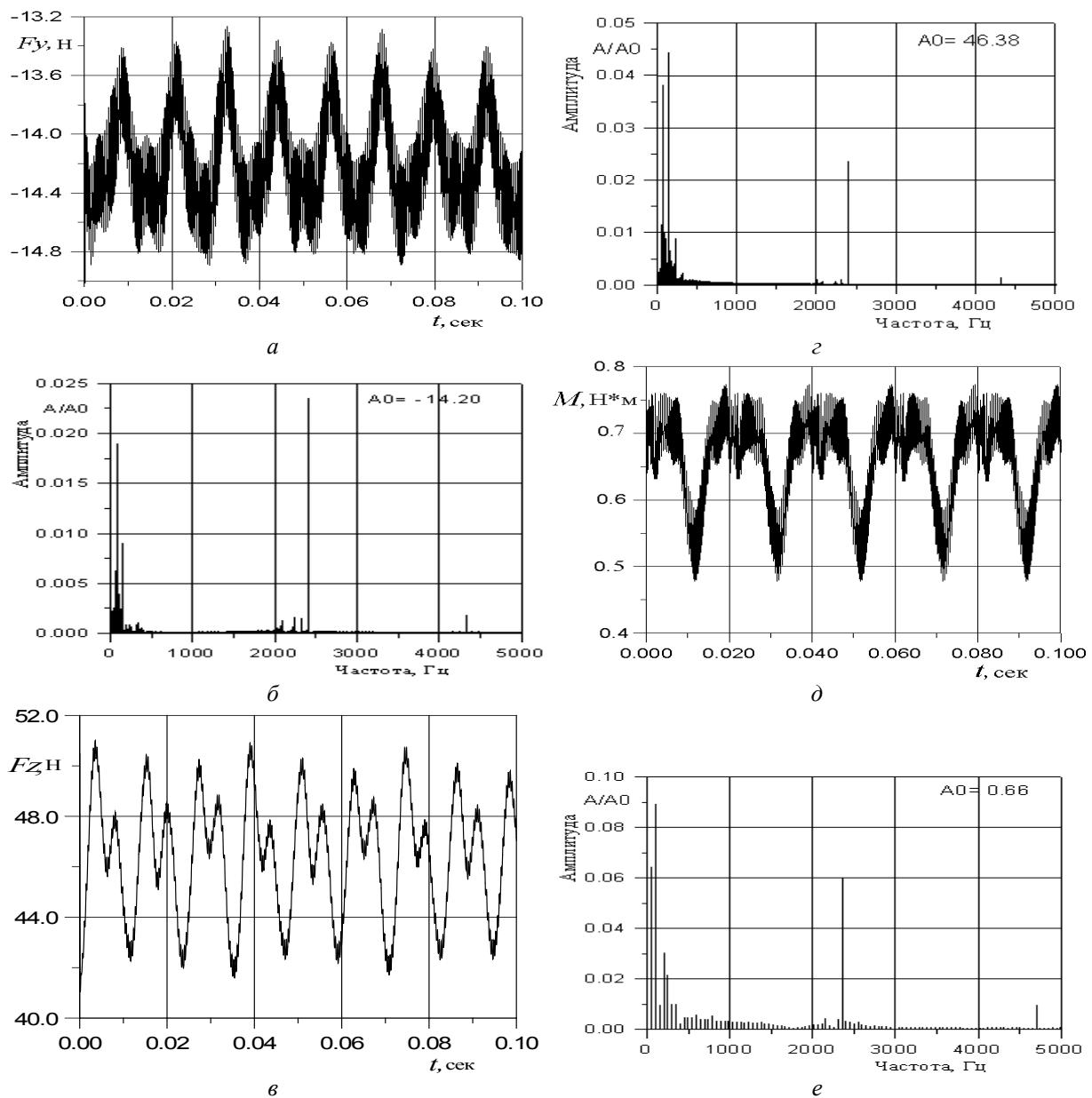
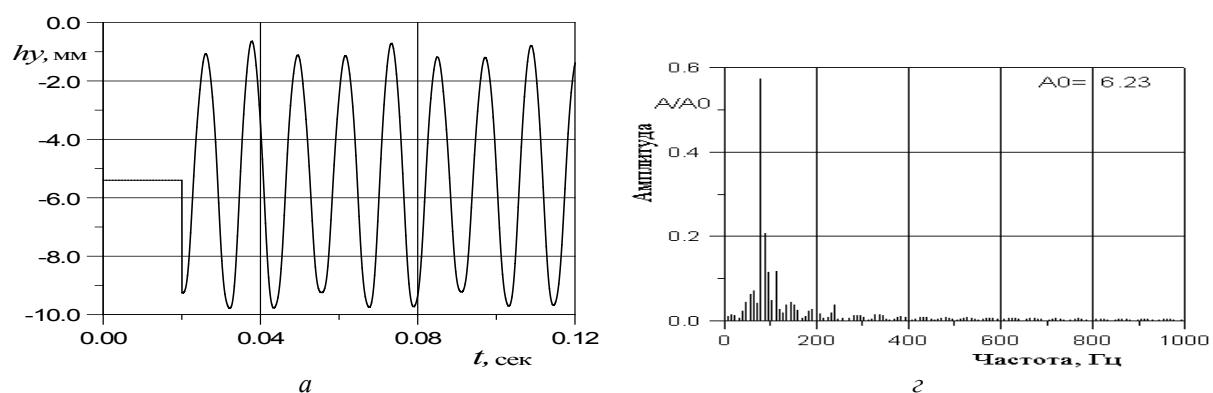


Рис. 7 – Измінення нестационарної аеродинамічної сили, діючої на периферійний
слой лопатки ротора: *а* – окружна сила; *в* – осева сила; *д* – аеродинамічний момент;
б, *г*, *е* – амплітудно-частотний спектр



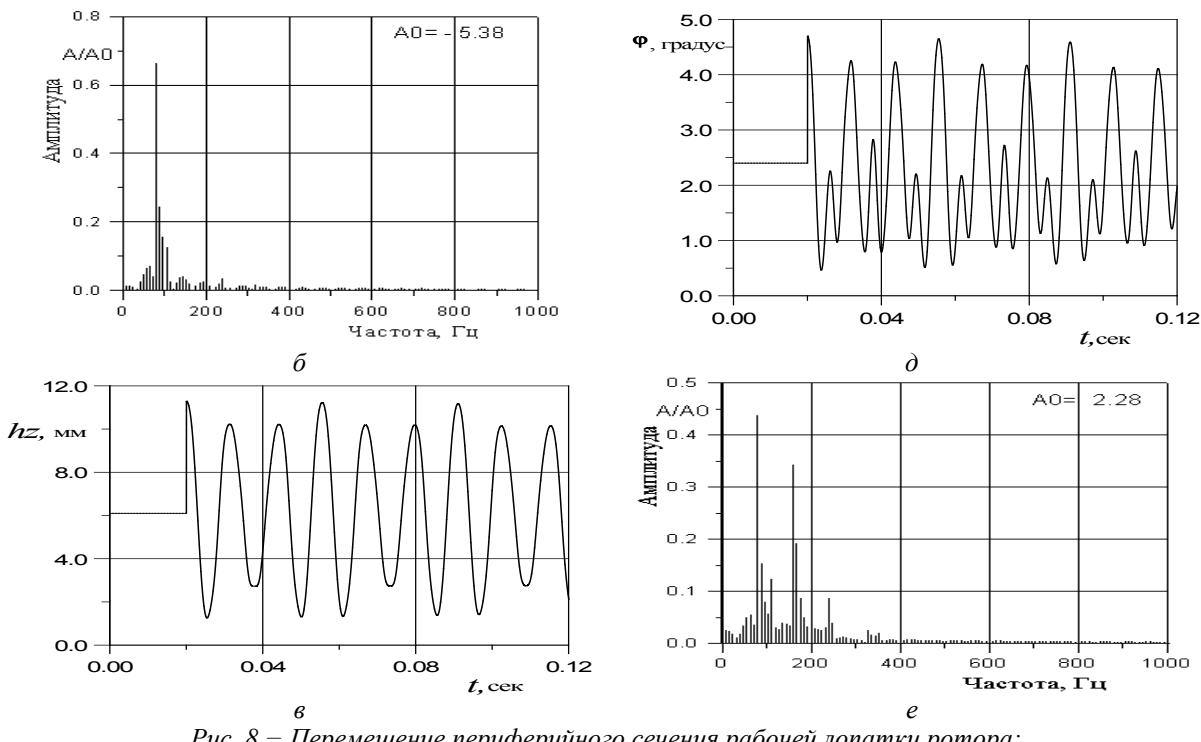


Рис. 8 – Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки ротора:
а – в окружном направлении; *в* – в осевом; *д* – угол поворота относительно центра тяжести;
б, *г*, *е* – амплитудно-частотный спектр

Выводы

Выполнен численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца ротора последней ступени осевой турбины при неравномерном распределении давления за ступенью.

Показано, что основной вклад в нестационарные аэродинамические нагрузки определяется высокочастотной гармоникой (2400 Гц), вызванной шаговой неравномерностью потока за лопатками статора и низкочастотной гармоникой (50 Гц), вызванной окружной неравномерностью потока за ротором.

Основной вклад в колебания лопаток вносят низкочастотная гармоника 50 Гц и автоколебания с частотой ~ 100 Гц.

Предложенный метод позволяет прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток осевой турбины, включая вынужденные и самовозбуждающиеся вибрации (флаттер, автоколебания).

Список литературы

- Гнесин, В. И. Аэроупругие явления в турбомашинах [Текст] / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная // Аэrodinamika i Aeroakustika. Проблемы и перспективы : Сб. научных трудов. –Харьков : ХАЙ, 2009. – № 3.– С. 53–62.
- Cinnella, P. A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity [Text] / P. Cinnella, De Palma, G. Pascazio, M. Napolitano // Journal of Turbomachinery. – 2004. – April, Vol. 126. – P. 310–316.
- Bolcs, A. Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results [Text]
- Boles, T. H. Fransson // Communication du LTAT. – EPFL Switzerland, 1986. – № 13. – P. 174.
- Gnesin, V. I. Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow [Text] / V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya // J. Problems in Mash. Eng. – 1999. – Vol. 1, No. 2. – P. 65–76.
- Гнесин, В. И. Аэроупругое поведение последней ступени турбомашины на номинальном и частичном режимах [Текст] / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная // Пробл. машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 1. – С. 48–57.
- Gnesin, V. I. A numerical modelling of stator-rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades [Text] / V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya, R. Rzałkowski // Journal of Fluid and Structure. – 2004. – No. 19. – P. 1141–1153.
- Гнесин, В. И. Численный анализ влияния соотношения чисел лопаток статора и ротора на нестационарные нагрузки и режимы колебаний лопаток [Текст] / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2009. – № 3. – С. 23–32. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2078-774X.
- Годунов, С. К. Численное решение многомерных задач газовой динамики [Текст] / С. К. Годунов, А. В. Забродин, М. Я. Иванов, А. Н. Крайко, Г. П. Прокопов. – М. : Наука, 1976. – 400 с.

Bibliography (transliterated)

- Gnesin, V. I. and Kolodyazhnaya, L. V. (2009), "Aeroelastic phenomena in turbomashinah [The Aeroelastic phenomena in the turbomachines]", *Aerodinamika i Aeroakustika. Problemy i perspektivy [Aerodynamics and Aeroacoustics. Problems and prospects]*, no. 3, pp. 53–62.

- 2 Cinnella, P., Palma, De, Pascazio, G. and Napolitano M. (2004), "A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity", *Journal of Turbomachinery*, vol. 126, April, pp. 310–316.
- 3 Bolcs, A. and Fransson, T. H. (1986), "Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results", *Communication du LTAT*, no. 13, pp. 174, EPFL Switzerland.
- 4 Gnesin, V. I. and Kolodyazhnaya, L. V. (1999), "Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow", *J. Problems in Mach. Eng.*, vol. 1, no. 2, pp. 65–76.
- 5 Gnesin, V. I. and Kolodyazhnaya, L. V. (2003), "Ajerooprugoe povedenie poslednej stupeni turbomashiny na nominal'nom i chastichnom rezhimah [Aeroelastic behaviour of the last stage of turbomachine on nominal and partial regimes]", *Probl. mashinostroenija [J. Problems in Mach. Eng.]*, vol. 6, no. 1, pp. 48–57.
- 6 Gnesin, V. I., Kolodyazhnaya, L. V. and Rzadkowski, R. (2004), "A numerical modelling of stator- rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades", *Journal of Fluid and Structure*, no. 19, pp. 1141–1153.
- 7 Gnesin, V. I. and Kolodyazhnaya, L. V. (2009), "Chislennyj analiz vlijaniya sootnoshenija chisel lopatok statora i rotora na nestacionarnye nagruzki i rezhimy kolebanij lopatok [The Numerical Analysis for Influence of Stator-Rotor Blade Number Ratio on Unsteady Loads and Blade Oscillations Regimes]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3, pp. 23–32, ISSN 2078-774X.
- 8 Godunov, S. K., Zabrodin, A. V., Ivanov, M. Y., Krayko, A. N. and Prokopenko, G. P. (1976), *Chislennoe reshenie mnogomernykh zadach gazovoj dinamiki [The Numerical solution of multidimensional tasks of gas dynamics]*, Nauka, Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Гнесин Виталий Исаевич – доктор технических наук, профессор, заведующий отделом нестационарной газодинамики и аэроупругости, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua, ORCID 0000-0001-6411-6158

Gnesin Vitaly Isayevich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Unsteady Gasdynamics and Aeroelasticity, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Колодяжная Любовь Владимировна – доктор технических наук, старший научный сотрудник отдела нестационарной газодинамики и аэроупругости, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: lyubovvladimirovna60@gmail.com, ORCID 0000-0001-5469-4325.

Kolodyazhnaya Lyubov Vladimirovna – Doctor of Technical Sciences, senior researcher, of Department of Unsteady Gasdynamics and Aeroelasticity, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Жандковски Ромуальд – доктор технических наук, профессор, заведующий отделом динамики и аэроупругости, Институт проточных машин ПАН, г. Гданьск, Польша; e-mail: z3@imp.gda.pl, ORCID 0000-0002-0560-1222.

Rzadkowski Romuald – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Dynamics and Aeroelasticity, The Institute flow machines PAN, Gdansk, Poland.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Гнесин, В. И. Численный анализ трёхмерного нестационарного потока идеального газа в последней ступени турбомашины с учётом неосесимметричного выхлопного патрубка [Текст] / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 47–53. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.06.

Please cite this article as:

Gnesin, V., Kolodyazhnaya, L. and Rzadkowski, R. (2016), "Numerical Analysis of the Three-Dimensional Non-stationary Flow of Ideal Gas in the Last Stage of Turbine Machine Taking into Consideration the Nonaxisymmetric Exhaust Pipe Branch", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 47–53, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.06.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Гнесін, В. І. Чисельний аналіз тривимірної нестационарної течії ідеального газу в останньому ступені турбомашини з урахуванням неосесиметричного патрубка [Текст] / В. І. Гнесін, Л. В. Колодяжна, Р. Жандковски // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 47–53. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.06.

АНОТАЦІЯ Представлені результати чисельного моделювання тривимірного потоку ідеального газу через останній ступінь турбомашини з урахуванням нерівномірності потоку, яка викликана направляючими лопатками, неосесиметричним патрубком, і нестационарних ефектів, викликаних коливаннями лопаток. Представлений метод рішення зв’язаної аеропружної задачі дозволяє прогнозувати амплітудно-частотний спектр коливань лопаток, включаючи вимушенні коливання, самозбудні коливання та автоколивання з метою підвищення економічності і надійності лопаткових апаратів турбомашин.

Ключові слова: останній ступінь ЦНТ, вихлопний патрубок, тривимірний ідеальний потік, чисельне моделювання, нестационарні навантаження, аеропружні характеристики.

Поступила (received) 09.01.2016

A. I. ТАРАСОВ, О. А. ЛИТВІНЕНКО, І. А. МИХАЙЛОВА

АНАЛИЗ МЕТОДА РАСЧЕТА ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ В ТРАКТЕ ПОДАЧИ ВОЗДУХА ИЗ КОМПРЕССОРА В РОТОР ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

АННОТАЦІЯ Рассмотрена возможность интегрального метода для расчета противодавления при транспорте охлаждающего воздуха из проточной части компрессора через расточку ротора в ротор газовой турбины. Выполнен численный анализ центростремительного течения закрученного потока в идеализированных полостях компрессора различной ширины. Установлена относительная ширина полости, при которой может быть использован приближенный интегральный метод для расчета систем охлаждения газовых турбин.

Ключевые слова: система охлаждения, газовая турбина, компрессор, центробежный эффект, противодавление, расход воздуха, закрутка потока

A. TARASOV, O. LYTUVYNNENKO, I. MYHAYLOVA

ANALYSIS OF THE METHOD FOR BACK PRESSURE PREDICTION IN THE AIR SUPPLY PATH FROM COMPRESSOR IN THE GAS TURBINE ROTOR

ABSTRACT Air supply in the gas turbine rotor depends on value of back pressure that takes place in the compressor rotor cavities. Unfortunately there is a not reliable method for prediction of the back pressure due to sophisticated flow pattern here and different forms of such cavities. Therefore one of the most reliable integral methods for prediction of the swirl factor and back pressure in the cavities was analyzed and the limitations were identified in framework of which it can be used. Suitability of the integral method was evaluated in comparison with the results of CFD analysis of the airflow in a model cavity. Model of cavity was rotated with velocity 377 1/s and was restricted by radii $r_2 = 0.35$ and $r_1 = 0.15$ m, the width of the cavity s varied from 0.06 m to 0.6 m. In the last case, the cavity transformed to the annular channel. Air is fed into the cavity at the outer radius of the axially or radially. It was found that in case of centripetal flow and initial swirl factor equal 1, integral method adequately reflects the flow pattern in the cavity in only a relatively narrow cavity $s/r_2 < 0.17$. The flow pattern in case of wider cavities has predominantly vortex nature that tends to equalize the magnitude of swirl factor due to movement of the air mass from the smaller radius to a larger radius. The rotor of the compressors has often wide cavities that makes it necessary to develop a method for calculating the pressure in these cavities to reliably supply the cooling air to the turbine rotor.

Key words: cooling system, gas turbine, compressor, centrifugal effect, the back pressure, air flow, twist flow.

Введение

Система охлаждения роторов турбокомпрессоров представляет собой систему вращающихся или частично вращающихся полостей, соединенными между собой кольцевыми каналами или отверстиями, а также лабиринтовыми или иными уплотнениями. Гидравлические потери в такой системе сосредоточены главным образом в соединительных каналах и поэтому одним из основных факторов, определяющих возможности управления расходом воздуха в системе является центробежное давление, возникающее вследствие закрутки потока охладителя. Полости ротора могут иметь достаточно сложную форму и часто не соответствуют классической форме, которая обычно представляется как зазор между двумя дисками или диском и поверхностью статора.

Расчет систем охлаждения (СО) обычно выполняется в одномерной постановке [1], когда сеть представляется в виде графа, в каждом элементе которого потери полного давления определяются соотношением

$$\Delta p^* = \zeta \frac{G^2}{2\rho A^2} \pm \Delta p_{\text{цб}}, \quad (1)$$

где первый член справа определяет потери давления вследствие трения (A – площадь живого сечения канала, ζ – коэффициент сопротивления, G – расход воздуха, ρ – плотность воздуха в определяющем сечении) и вихреобразования, а второй член определяет напор, который возникает при раскрутке потока. Если воздух в полости ротора движется от меньшего радиуса к большему, то центробежное давление способствует увеличению расхода ($\Delta p_{\text{цб}} < 0$). При противоположном движении центробежное давление в полости ($\Delta p_{\text{цб}} > 0$) препятствует подаче воздуха в расточку ротора. Системы охлаждения газовых турбин используют воздух из-за последней или промежуточной ступени компрессора. Подача этого воздуха в охлаждающие каналы рабочих лопаток и дисков может осуществляться через обводные каналы, расположенные вне корпуса ГТД или внутри ротора. В последнем случае воздух отбирается из проточной части компрессора и через систему радиальных круглых каналов (труб или радиальных отверстий в дисках, в зазорах между дисками) перемещается на меньший радиус. При этом наблюдается значительное противодавление, которое часто не позволяет питать систему охлаждения ротора турбины воздухом в необходимом объеме. Поэтому надеж-

ность определения $\Delta p_{цб}$ в таких каналах часто определяет надежность расчета системы охлаждения ротора турбины в целом. К сожалению сейчас не существует надежного метода расчета центробежного давления в полостях роторов турбин, который мог бы быть использован в сетевом методе расчета системы. Все известные методы [2–6] так или иначе, базируются на уравнении радиального равновесия в кольцевом диффузоре (конфузоре) и не учитывают стесненности потока цилиндрическими стенками, ограничивающими полость на большем и меньшем радиусах, также многие другие факторы. Альтернативой одномерному сетевому методу является *CFD*-анализ СО роторов турбин, который позволяет получить высокую достоверность результатов, но обладает недостатками: длительностью расчета, сложностью подготовки расчетных моделей. Поэтому *CFD*-анализ может быть применен для верификации разработанной системы охлаждения. Перспективным на наш взгляд является сращивание сетевого метода с *CFD*, которое заключается в том, что в сетевой модели СО некоторые элементы моделируются посредством *CFD* [7]. Такой подход позволяет значительно сократить затраты времени на подготовку расчетных моделей СО. Тем не менее, сетевой метод остается наиболее широко распространенным в инженерной практике и поэтому нуждается в совершенствовании.

Цель работы

Явление течения в торцевых зазорах между диском турбины и статором и между двумя дисками представляет объект постоянного интереса в течение длительного времени. Проблема математического описания этого явления остается до конца не разрешенной вследствие сложной природы течения, которая очень чувствительна к геометрии придисковых полостей и особенностям взаимодействия течения в полостях с внешним потоком. Поэтому в расчетах гидравлических сетей охлаждения приходится использовать упрощенные методы решения проблемы. Целью исследования являлось установление условий, при которых использование интегрального метода для расчета противодавления при центростремительном движении в полостях компрессоров и турбин является справедливым.

Интегральный метод определения противодавления в полости ротора при центростремительном движении воздуха

В ряде публикаций [8–11] представлен анализ решения проблемы и показано, что для расчета напорного эффекта необходимо решить обыкновенное дифференциальное уравнение относительно закрутки потока. Несмотря на некоторые отли-

чия в представленных уравнениях, все они в своей основе содержат условие сохранения момента импульса для кольцевого элемента с шириной, равной расстоянию между торцевыми поверхностями диска и статора. Авторы публикаций указывают на приближенность такой модели, что приводит к необходимости применимости ее для расчета систем охлаждения современных высокооборотных газотурбинных двигателей, в которых величина напорного эффекта в большой мере определяет поведение системы охлаждения ротора.

Проведенный нами анализ показал [8, 12, 13], что математическая модель, представленная в работе [14] с достаточной точностью позволяет описать центробежный эффект при центробежном движении воздуха. Целью данной статьи является анализ центростремительного движения воздуха в полости между двумя вращающимися дисками. Независимо от направления движения воздуха уравнение для момента количества движения в зазоре между двумя дисками имеет вид

$$\frac{d}{dr} \left[2\pi r^2 \int_0^s v_r v_\phi dz \right] = 4\pi \frac{r^2}{\rho} \tau_{\phi r}. \quad (2)$$

В полости между диском статором в уравнении сохранения момента количества движения учитывается также напряжение трения на поверхности не вращающегося диска (поверхности статора)

$$\frac{d}{dr} \left[2\pi r^2 \int_0^s v_r v_\phi dz \right] = 2\pi \frac{r^2}{\rho} (\tau_{\phi r} - \tau_{\phi c}). \quad (3)$$

Здесь s – ширина зазора; $\tau_{\phi r}, \tau_{\phi c}$ – тангенциальная компонента напряжения трения на поверхности диска и статора; v_r, v_ϕ – радиальная и тангенциальная компоненты скорости в зазоре. В случае двух дисков предположено, что напряжение трения одинаково изменяется на каждом из дисков.

Если предположить, что толщины пограничных слоев на поверхности дисков малы по сравнению с шириной зазора, то можно считать, что [2]

$$2\pi \int_0^s v_r v_\phi dz \cong 2\pi \bar{v}_\phi \int_0^s v_r dz = \frac{\bar{v}_\phi}{r} \frac{G}{\rho}, \quad (4)$$

где \bar{v}_ϕ – среднеинтегральная величина окружной скорости воздуха в зазоре.

Тогда подставляя (3) в (1) получим

$$\frac{d\beta}{dr} = \frac{4\pi}{G\omega} \tau_{\phi r} - \frac{2\beta}{r}, \quad (5)$$

где $\beta = \frac{v_\phi}{\omega r}$ – закрутка потока; ω – угловая скорость вращения.

Изменение статического давления в придисковом зазоре определяется из условия радиального равновесия

$$p_2 - p_1 = \int_{r_1}^{r_2} \rho \beta^2 \omega^2 r dr - \eta \frac{1}{2} \int_{r_1}^{r_2} \rho \frac{d\bar{v}_r^2}{dr} dr, \quad (6)$$

где p_1, p_2 – значения статического давления соответственно на меньшем r_1 и большем r_2 радиусах; η – КПД кольцевого диффузора; \bar{v}_r – среднерасходная величина радиальной компоненты скорости.

Выражение для тангенциального напряжения трения на стенке диска в зазорах, ширина которых больше суммы толщин пограничных слоев, было получено [2] путем интегрирования уравнений равновесия сил, действующий на элемент пограничного слоя на поверхностях вращающегося не вращающегося дисков. Для диска при малых значениях закрутки потока $0 \leq \beta \leq 1$ было получено выражение

$$\tau_{\varphi r} = 0,0274 \rho (\omega r)^2 (1 - \beta)^{1,2} Re_{\omega}^{-0,2}, \quad (7)$$

$$\text{где } Re_{\omega} = \frac{\omega r^2}{v}.$$

Для больших значений закрутки, т.е. $\beta > 1$, нами получено выражение

$$\tau_{\varphi r} = 0,0459 \rho (\omega r)^2 (\beta - 1)^{1,8} Re_{\omega}^{-0,2}. \quad (8)$$

Заметим, что эпюра скорости в пограничном слое, принятая в [2], опрокидывается при закрутке больше единицы. Таким образом, постулируется, что направление движения вблизи поверхности не зависит от направления движения основного потока воздуха (центробежного или центро斯特ремительного), а определяется только величиной закрутки.

Анализ метода интегральных соотношений

Внутренние полости ротора турбокомпрессора газотурбинной установки характеризуются большим разнообразием и редко могут быть похожи на полости, образованные двумя параллельными дисками. Встречаются очень широкие зазоры с относительной шириной $s/r_2 = 2$ и более. Очевидно, что описанный интегральный метод не может быть использован непосредственно для определения центробежного напора в таких полостях. В то же время других методов расчета пока не существует и приходится его использовать для проектирования систем охлаждения роторов турбокомпрессоров газовых турбин.

Определим некоторую идеализированную модель полости. Чтобы снизить величину противодавления часто воздух в полость между дисками компрессора подается через радиальные трубы. Причем независимо от расположения трубок, радиального или под углом к радиусу, противодавление определяется как

$$\Delta p = \int_{r_1}^{r_2} \rho \omega^2 r dr. \quad (9)$$

На выходе из трубок воздух имеет закрутку равную единице, что значительно осложняет дальнейшее его перемещение к оси вращения. Однако снизить величину закрутки на входе в полость при центро斯特ремительном движении практически не удается. Остановимся на рассмотрении течения с входом в полость закрученного потока воздуха с $\beta = 1$.

Рассмотрим вначале примеры течения воздуха в полостях, образованных двумя параллельными дисками с осевой или радиальной подачей воздуха на периферийном радиусе (рис. 1). Габариты полости соответствовали габаритам полости в роторе энергетической газовой турбины, параметры воздуха соответствовали реальным условиям работы. Давление и температура воздуха на меньшем радиусе было одинаковым для всех расчетов и равным 6,5 бар и 580 К, расход воздуха варьировался от 1 до 6 кг/с. Ширина полости изменялась в пределах от 0,06 м до 0,6 м, что отражало течение между дисками и течение в расточке ротора при перепуске воздуха от ротора компрессора к ротору турбины. Скорость вращения ротора, т.е. всех ограничивающих поверхностей, была задана 337 1/с.

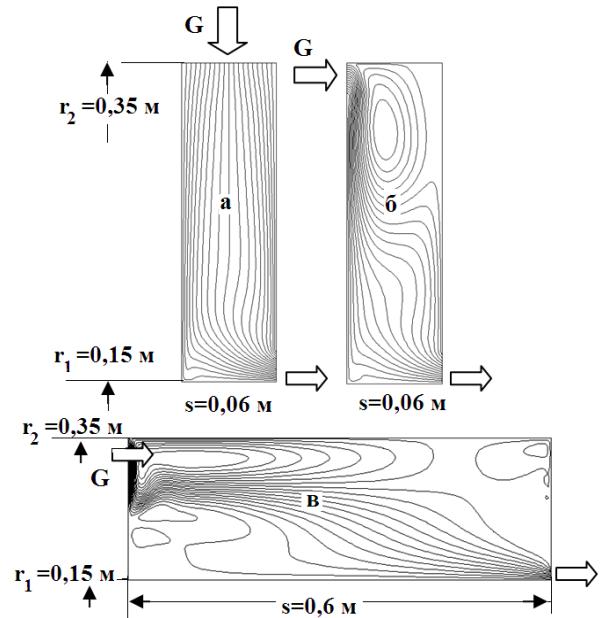


Рис. 1 – Расчетная модель и характер течения в полости при расходе воздуха 2 кг/с:
а – идеализированная модель полости компрессора;
а, б, в – линии тока в полости при центро斯特ремительном течении и подаче воздуха через цилиндрическую границу радиально (а) и через кольцевую щель (осевой вход – б, в)

Проведенный CFD анализ показал, что в зависимости от направления подачи воздуха сущес-

ственно меняется характер течения в полости. При радиальной подаче воздуха имеет место безвихревой характер течения, при осевой – появляется вихрь, который ограничен средним радиусом и внешним радиусом полости. Тем не менее, различие в характере течения незначительно сказывается на величине противодавления, которое препятствует перемещению воздуха.

Например, для полостей с шириной равной 0,06 м (рис. 1а, б) напор составлял соответственно 1,388 бар, 1,299 бар и течение в целом формировалось под влиянием трения о поверхности дисков. Интегральный метод расчета, учитывающий трение о диски, показал центробежный напор очень близкий к этим значениям и равный 1,327 бар. Причем такое же хорошее соответствие наблюдалось не только при анализе интегральных величин, но при анализе изменения давления и закрутки потока воздуха вдоль радиуса (рис. 2, 3).

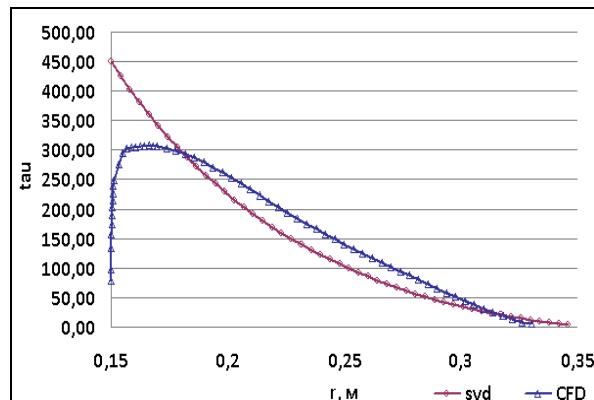


Рис. 2 – Изменение напряжения трения на поверхности диска вдоль радиуса для полости шириной 0,06 м

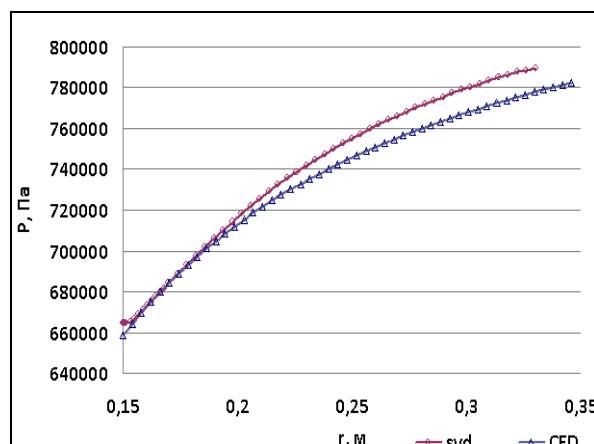


Рис. 3 – Изменение статического давления в полости вдоль радиуса для полости шириной 0,06 м

Однако приближенный метод приводит к погрешности расчета закрутки при приближении потока к внутренней стенке полости. Это вполне объяснимо, так как при определении закрутки решалась задача Коши с заданием начального усло-

вия только на внешнем радиусе. В такой постановке невозможно удовлетворить условию на внутреннем радиусе $\beta = 1$. Тем не менее, для полости с относительной шириной равной $s/r_2 = 0,06/0,35 = 0,17$ интегральный метод приводит к достаточно точным результатам.

С увеличением ширины полости характер течения не изменяется, если воздух поступает в полость в осевом направлении или радиально, но только через узкий кольцевой участок внешней цилиндрической поверхности. Воздух устремляется к оси вращения вдоль левого диска, затем приближенно на среднем радиусе, поток отрывается от стенки, пересекает полость в осевом направлении и прилипает к поверхности левого диска. Далее воздух стекает по диску в выходное кольцевое отверстие. Кроме описанной траектории движения существуют также вихри, которые увеличивают величину закрутки потока на периферии и снижают закрутку вблизи внутреннего радиуса. Увеличивается влияние трения воздуха о цилиндрические поверхности полости на внутреннем и внешнем радиусах.

Это приводит к снижению максимума величины закрутки и более равномерному ее распределению вдоль радиуса (рис. 4). Очевидно, что интегральный метод не может адекватно отражать движение в полости, так как для широких полостей использованная в методе модель течения в пограничном слое уже не подходит. Максимальное значение относительной ширины полости, при которой метод может использоваться, ограничено величиной $s/r_2 = 0,17$.

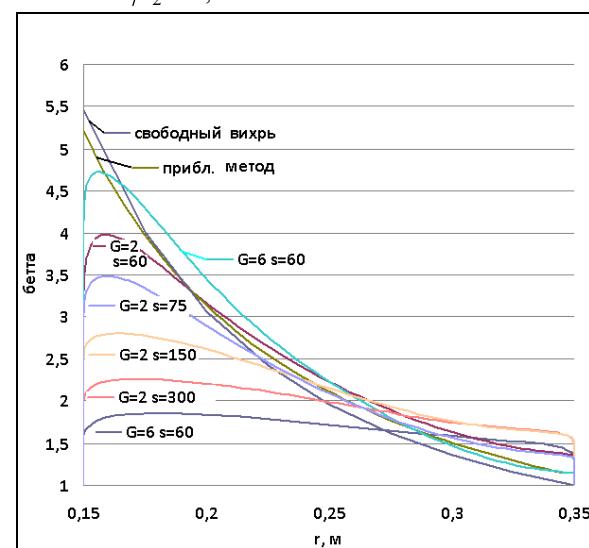


Рис. 4 – Изменение закрутки потока в зависимости от ширины полости при центро斯特ремительном течении воздуха с расходом 2 кг/с

Анализ графиков на рис. 4 показывает, что приближенный метод и теория свободного вихря $\beta(r)/\beta_2 = (r_2/r)^2$, которые никоим образом не уч-

тывают ширину полости, приводят приближенно к одинаковым значениям закрутки потока. Отсюда следует, что при наложенных условиях трение воздуха о поверхности вращающихся дисков слабо влияет на структуру потока. При малых расходах воздуха (0,1–0,5 кг/с) трение оказывает определяющее влияние на закрутку и величину центробежного давления.

Выводы

Установлено, что интегральный метод расчета противодавления в полостях ротора при центробежном течении и начальной закрутке потока равной единице адекватно отражает структуру потока в полости только при относительно узких относительных ширинах $s/r_2 \leq 0,17$.

При больших ширинах течение носит преимущественно вихревой характер, что приводит к выравниванию величины закрутки по радиусу из-за перемещения части массы воздуха из области меньшего радиуса на больший.

В полостях компрессорных роторов часто встречаются широкие полости, что вызывает необходимость разработки метода расчета противодавления в таких полостях, для надежного снабжения охлаждающим воздухом ротора турбины.

Список литературы

- 1 Тарасов, А. И. THA (Thermal & Hydraulic Analysis) / А. И. Тарасов, А. И. Долгов: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.
- 2 Швец, И. Т. Воздушное охлаждение деталей ГТ [Текст] / И. Т. Швец, Е. П. Дыбан. – Киев : Наукова думка, 1974. – 487 с.
- 3 Дорфман, Л. А. Гидравлическое сопротивление и теплоотдача вращающих тел [Текст] / Л. А. Дорфман. – М. : Физматиз, 1960. – 352 с.
- 4 Дорфман, Л. А. Влияние радиального течения между вращающимися диском и кожухом на их сопротивление и теплоотдачу [Текст] / Л. А. Дорфман // Известие. СССР, ОТН. – Механика и машиностроение. – 1961. – № 4. – С. 26–32.
- 5 Капинос, В. М. Газовые турбины [Текст] / В. М. Капинос, Я. И. Шней, И. В. Котляр. – Киев : Вища школа, 1976. – Том 1. – 295 с.
- 6 Дорфман, Л. А. Влияние центробежного радиального вдува на течение и теплообмен вблизи вращающегося экранированного диска [Текст] / Л. А. Дорфман // Инженерно-физический журнал. – июнь 1967. – Т. 12, № 6. – С. 216–220.
- 7 Тарасов, А. И. Комплексный метод расчета систем охлаждения роторов газовых турбин [Текст] / А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 63–68. – Бібліогр. : 2 назв. – ISSN 2078-774X.
- 8 Тарасов, А. И. О возможности 1-D моделирования течения в придисковых полостях газовых турбин [Текст] / А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2007. – № 2. – С. 59–63. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X.
- 9 Chen, J. X. Heat Transfer from Air-Cooled Contra rotating Disks [Текст] / J. X. Chen, X. Gan, J. M. Owen // ASME Journal of Turbomachinery. – 1997. – V. 119. – Р. 61–67.
- 10 Цаплин, М. И. Течение среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной ограничивающей стенкой [Текст] / М. И. Цаплин // Инженерно-физический журнал. – Апрель 1974. – Т. XXVI, № 4. – С. 611–617.
- 11 Цаплин, М. И. К расчету течения среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной ограничивающей стенкой [Текст] / М. И. Цаплин // Инженерно-физический журнал. – 1977. – Т. 32, № 3. – С. 435–442.
- 12 Тарасов, А. И. Учет центробежного эффекта в расчетах систем охлаждения роторов газовых турбин [Текст] / А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2009. – № 3. – С. 138–143. – Бібліогр. : 6 назв. – ISSN 2078-774X.
- 13 Тарасов, А. И. Совершенствование методов расчета и оптимальное проектирование систем охлаждения газовых турбин [Текст] / А. И. Тарасов, А. И. Долгов, Чан Конг Шанг // Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели: сб. тезисов докладов XIII Всероссийской Межвузовской научно-технической конференции (Москва, 29–31 октября 2008 г.). – М. : МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2008. – С. 92–94.
- 14 Sanjay, O. Thermodynamic Evaluation Of Advanced Combined Cycle Using Latest Gas Turbine [Electronic resource] / O. Sanjay, O. Singh, B.N. Prasad // Proceeding of ASME TURBO EXPO (Atlanta, Georgia, USA, 2003). – GT2003-38096. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM) : 12 см.

Bibliography (transliterated)

- 1 Tarasov, A. I. and Dolgov, A. I. (2006), THA (Thermal & Hydraulic Analysis), Federal'naja sluzhba po intellektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam, Russia, Pat. 2007610141/
- 2 Shvec, Y. T. and Dyban, E. P. (1974), *Vozdushnoe ohlazhdennye detalej gazovyh turbyn* [Air cooled gas turbine parts], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
- 3 Dorfman, L. A. (1960), *Gidravlicheske soprotivlenie i teplootdacha vrashchajushhih tel* [Hydraulic resistance and heat transfer of the rotating bodies], Fizmatiz, Moscow, Russia.
- 4 Dorfman, L. A. (1961), “Effect of radial flow between the rotating disk and the cover on their resistance and heat”, *Mehanika i mashinostroenie*, no. 4, pp. 26–32.
- 5 Kapinos, V. M., Shneya, Y. I. and Kotlyar, I. V. (1976), *Gazoye turbiny* [Gas turbines], Vyshcha shkola, Kiev, Ukraine.

- 6 Dorfman, L. A. (1967), "Effect of centripetal radial input to the flow and heat transfer near a rotating disk shielded", *Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal*, vol. 12, no. 6, pp. 216–220.
- 7 Tarasov, A. I., Tran Cong Sang, Litvinenko, O. A. and Mihaylova, I. A. (2015), "Integrated method of the computation of cooling systems for gas turbine rotors", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 15(1124), pp. 63–68.
- 8 Tarasov, A. I. and Tran Cong Sang (2007), "On the possibility of 1-D flow simulation in the disk about the cavities of gas turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 2, pp. 59–63.
- 9 Chen, J. X., Gan, X. and Owen, J. M. (1997), Heat Transfer from Air-Cooled Contra rotating Disks, *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 119, pp. 61–67.
- 10 Tsaplin, M. I. (1974), The flow of the medium in the gap between the rotating disk and the stationary wall bounding, *Journal of Engineering Physics*, vol. 26, no. 4, pp. 611–617.
- 11 Tsaplin, M. I. (1977), "The calculation of the flow of the medium in the gap between the rotating disk and the fixed bounding wall", *Journal of Engineering Physics*, vol. 32, no. 3, pp. 435–442.
- 12 Tarasov, A. I. and Tran Cong Sang (2009), "Accounting for of the centrifugal effect in the calculation of the cooling systems of rotors of gas turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3, pp. 138–143.
- 13 Tarasov, A. I., Dolgov, A. I. and Tran Cong Sang (2008), "Perfection of methods of calculation and optimal design of cooling systems, gas turbines", *Gazoturbinnye i kombinirovannyе ustanovki i dvigateli* [Gas turbine and combined engines and motors], XIII Vserossijskaja Mezhvuzovskaja nauchno-tehnicheskaja konferencija [XIII All-Russia Inter-College Scientific Conference], Moscow, Russia, 29–31 October 2008, pp. 92–94.
- 14 Sanjay, O., Singh, O. and Prasad, B. N. (2003), "Thermodynamic Evaluation Of Advanced Combined Cycle Using Latest Gas Turbine" *Proceeding of ASME TURBO EXPO*, Atlanta, Georgia, USA, 2003.

Сведения об авторах (About authors)

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

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

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

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

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

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

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Тарасов, А. И. Аналіз метода расчета противодавления в тракте подачи воздуха из компрессора в ротор газовой турбины [Текст] / А. И. Тарасов, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 54–59. – Бібліогр. : 14 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.07.

Please cite this article as:

Tarasov, A. I., Lytvynenko, O. A. and Myhaylova, I. A. (2016), "Analysis of the Method for Back Pressure Prediction in the Air Supply Path From Compressor in the Gas Turbine Rotor", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 54–59, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.07.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Тарасов, О. И. Аналіз методу розрахунку противотиску в тракті подачі повітря з компресора в ротор газової турбіни [Текст] / О. И. Тарасов, О. О. Литвиненко, И. О. Михайлова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 54–59. – Бібліогр. : 14 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.07.

АНОТАЦІЯ Розглянуто можливість інтегрального методу для розрахунку протитиску при транспорту охолоджуючого повітря з проточної частини компресора через розточення ротора в ротор газової турбіни. Виконано чисельний аналіз доцентрової течії закрученого потоку в ідеалізованих порожнинах компресора різної ширини. Встановлено відносна ширина порожнини, при якій може бути використаний наближений інтегральний метод для розрахунку систем охолодження газових турбін.

Ключові слова: система охолодження, газова турбіна, компресор, відцентровий ефект, протитиск, витрати повітря, закрутка потоку.

Поступила (received) 08.01.2016

Г. А. БОНДАРЕНКО, В. Н. БАГА**МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ГЛАДКИМ ВАЛОМ**

АННОТАЦИЯ Представлены результаты аналитического и физического моделирования лабиринтного уплотнения. Аналитическое исследование проводилось с использованием теории планирования эксперимента и теории идентификации математической модели, а физическое – на специально разработанном унифицированном экспериментальном стенде. Выполнен ряд исследований влияния режимных и некоторых геометрических параметров на течение в лабиринтном уплотнении. Показано влияние исследуемых параметров на расходные характеристики уплотнения. Предложена математическая модель условного коэффициента расхода уплотнения основанная на представлении гидравлического сопротивления лабиринтного уплотнения как суммы местных сопротивлений элементов, описываемых аналитическими выражениями. Решена задача идентификации модели с использованием опытных данных. Полученная модель применима в диапазоне геометрических и режимных параметров имевших место в опытах.

Ключевые слова: лабиринтное уплотнение, коэффициент расхода, математическая модель, метод идентификации.

H. A. BONDARENKO, V. N. BAGA**SIMULATING THE METERING CHARACTERISTICS OF LABYRINTH SEALS WITH THE SMOOTH SHAFT**

ABSTRACT The data of analytical and physical simulation of labyrinth seals have been given. The analytical investigation was carried out using the experimental design theory and mathematical model identification theory and the physical investigation was carried out using the unified experimental test rig developed for this purpose. The influence of operating and some geometric parameters, in particular sealed pressure fall, shaft rotation speed, radial clearance, etc. on the operation of labyrinth seals has been studied in many ways. The importance of the influence of tested parameters on the metering characteristics of seals has been described. A mathematical model was proposed for the conventional flow coefficient of the seal based on the representation of the hydraulic resistance of labyrinth seal as a sum of form losses described by analytical expressions taking into consideration physical processes. The model identification problem was solved using the experimental data. The constructed model is used for the range of geometric and operating parameters used for experiments. A technique used for the calculation of the value of gas leakage through the labyrinth seal was improved using the semitransparent mathematical model of conventional flow coefficient for the seal with the smooth shaft that takes into account geometric and operating parameters ($D, s, t, h, p_1/p_2, n, \Delta$).

Key words: labyrinth sealing, flow coefficient, mathematical model, and the identification method.

Введение

Уплотнительный эффект в бесконтактных уплотнениях осуществляется за счёт возникновения гидравлического сопротивления при течении газа через малые зазоры под гребнем. В настоящее время при создании новых турбомашин (компрессоров, турбин и др.) идёт борьба за каждую десятую долю процента КПД (коэффициент полезного действия) проточных частей. В то же время потери КПД от внутренних протечек в турбомашинах достигают иногда многих процентов, особенно в агрегатах высокого давления с малыми поперечными размерами проточной части (например в мало-расходных ступенях). Однако сложный механизм течения в лабиринтных уплотнениях до сих пор мало изучен, строгая теория их отсутствует, а для практических расчётов протечек используется приближенная формула Стодола, дополненная опытными поправочными коэффициентами, учитывающими тип уплотнения, размеры камер, форму гребней и т. д [1–8]. Опытные данные получе-

ны на упрощённых имитационных установках, обычно плоских, без учёта формы кольцевого зазора, наличия ограниченного пространства перед каждым гребнем, вращения вала, закрутки потока на входе, эксцентричности вала и др. Такой эмпирический подход к расчёту расхода через лабиринтные уплотнения используется до настоящего времени, и в ряде случаев приводит к существенным расхождениям между фактическими и расчётными значениями. Не существует строгой методики моделирования характеристик таких уплотнений.

Цель работы

Содержание данной статьи посвящено составлению математической модели гидравлического сопротивления лабиринтного уплотнения.

Целью данного исследования являлось получение аналитических зависимостей расходных характеристик уплотнения от основных факторов: величины радиального зазора, вращения вала,

уплотняемого перепада давления и установления значимости каждого из них. Использовались результаты проведённых нами опытов [9]. Количество опытов из имеющегося массива определялось с использованием теории планирования эксперимента [10].

Изложение основного материала

В качестве исходного исследуемого уплотнения принято типовое лабиринтное уплотнение с гладким валом покрывающего диска центробежного нагнетателя серийного газоперекачивающего агрегата нагнетателя типа ГПА-Ц 16 с натурными размерами ($D = 240$ мм). Уплотнение состоит из пяти гребней высотой $h = 5$ мм, установленных с шагом $t = 4$ мм. Величины радиальных зазоров под гребнями принималась равными $s = 0,225$ и $0,35$ мм. Отношение давлений перед и за уплотнением изменялось в пределах, характерных для центробежных компрессоров $p_1/p_2 = 1,06\text{--}1,21$.

Для исследования лабиринтного уплотнения был составлен план факторного эксперимента (ПФЭ). Необходимое количество опытов (т. е. количество сочетаний значений факторов) будет равно $N = 2^n$, где факторами являются: s – радиальный зазор в уплотнении; u – окружная скорость вала уплотнения; $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ – перепад давления на уплотнении.

Целевую функцию задаём в виде полинома первой степени

$$m_i = A_0 + A_1 s + A_2 u + A_3 \Delta p. \quad (1)$$

Исходя из возможностей экспериментального стенда, были заданы верхний и нижний уровни изменения факторов:

$$\begin{aligned} x_1 \rightarrow s &= 0,225; 0,37 \text{ мм}; \quad x_2 \rightarrow u = 0; 84 \text{ м/с}; \\ x_3 \rightarrow \Delta p &= 5717; 12896 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Матрица планирования полного факторного эксперимента составлена с учётом влияния перекрёстных факторов.

По результатам проведения эксперимента получено уравнение регрессии для трёх факторов, используя которое определяем искомые значения величины протечек m через уплотнение, коэффициенты расхода μ_p и проведено их сопоставление с опытными значениями (табл. 1).

Сделана оценка значимости влияния некоторых геометрических и режимных параметров на характеристики уплотнения. В качестве примера на (рис. 1a) представлена поверхность функции отклика. Из (рис. 1б) видно, что частота вращения вала не оказывает весомого влияния на величину протечки через уплотнение, что объясняется большим влиянием величины радиального зазора и значений уплотняемого перепада давлений.

Таблица 1 – Результаты расчётов исследуемого уплотнения ($D = 240$ мм, $z = 5$)

№ опыта	m_p	m_s	μ_p	μ_s	Абс. погр.	Относ. погр., %
1	0,0100	0,0100	1,098	1,106	0,0080	0,72
2	0,0198	0,0198	1,310	1,311	0,0010	0,08
3	0,0109	0,0100	0,997	0,923	0,0074	8,02
4	0,0210	0,0196	1,129	1,053	0,0076	7,22
5	0,0139	0,0139	1,051	1,050	0,0010	0,10
6	0,0269	0,0269	1,275	1,276	0,0010	0,08
7	0,0171	0,0152	1,206	1,070	0,1360	12,71
8	0,0305	0,0273	1,058	1,194	0,1360	11,39

Обобщённая модель условного коэффициента расхода лабиринтного уплотнения. Невозможность аналитического определения локальных потерь указывает на необходимость использования экспериментальных данных. Потери давления в лабиринтном уплотнении представлены в виде суммарных потерь в элементах на трение (сжатие струи, неполноту гашения скорости, не остроту входной кромки).

Для создания математической модели коэффициента расхода лабиринтного уплотнения его представлено в виде: $\mu = \frac{m}{m_t} = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$, где $\xi = \sum (\xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{mc}})$.

Расположение экспериментальных точек в факторном пространстве для полного факторного эксперимента при $n = 3$ показано на (рис. 1б). Точки плана 2^3 задаются координатами вершин куба.

Из рис. 1в видно что второй фактор x_2 (вращение вала) не оказывает заметного влияния на величину протечки через уплотнение, что объясняется большим влиянием величины уплотняемого перепада давления на уплотнении и величины его радиального зазора.

Потери давления в уплотнении запишем в виде

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 - \Delta p_3 + \Delta p_4, \quad (2)$$

$$\text{где } \Delta p_i = \rho_{\text{ср}} \frac{v^2}{2g} \zeta_i.$$

Для создания достоверной математической модели был качественно описан рабочий процесс в лабиринтном уплотнении системой уравнений в общем виде с неизвестными коэффициентами при аргументах.

Коэффициенты потерь по элементам выражаем через потери на трение и местные сопротивления, исходя из физических представлений, т. к. потери давления состоят из суммы гидравлических потерь с различными коэффициентами:

1) Коэффициент трения по А. Д. Альтшулю

$$\xi_1 = a_{11} \left(\frac{k_{\text{ш}}}{R_r} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{l'}{2R_r} \right)^{a_{12}},$$

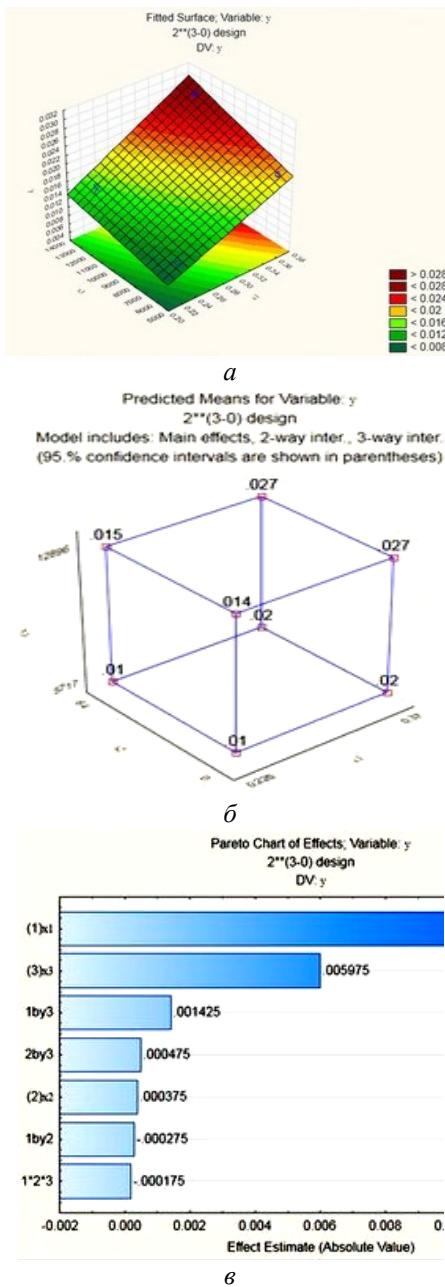


Рис. 1 – Результаты расчётов: а – поверхность отклика при $u = 42 \text{ м/с}$; б – границы найденного диапазона изменения расхода через уплотнение; в – график влияния значимости коэффициентов

где l' – увеличение длины пробега струи вследствие вращения вала; $R_\Gamma = 2s$ – гидравлический радиус.

2) Коэффициент сжатия струи по опытам Г. А. Домбровского

$$\xi_2 = 1 - 0,6 + a_{21} Ma_{22} \left(\frac{s}{h} \right),$$

где $M = c/a$, a – скорость звука при нормальных условиях.

3) Учёт не полноты гашения скорости по Г. М. Абрамовичу

$$\xi_3 = 1 - a_{31} \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \frac{p_2^*}{p_1^*}.$$

4) Учёт не остроты входной кромки по опытам Б. М. Трояновского

$$\xi_4 = 1 - a_{41} \frac{s}{\Delta}.$$

Математическая модель суммарного коэффициента гидравлического сопротивления запишется в виде

$$\xi = a_{11} \left(\frac{k_{\text{ш}}}{R_\Gamma} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{l'}{2R_\Gamma} \right)^{a_{12}} + 1 - 0,6 + a_{21} Ma_{22} \left(\frac{s}{h} \right) - \left(1 - a_{31} \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \frac{p_2^*}{p_1^*} \right) + 1 - a_{41} \frac{s}{\Delta}, \quad (3)$$

а выражение для определения условного коэффициента расхода уплотнения принимает вид

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4}}.$$

Обсуждение результатов

Идентификация математической модели условного коэффициента расхода. Исходные данные для идентификации брались по результатам обработки опытных данных, отобранных по результатам планирования эксперимента (табл. 2).

Согласно теории идентификации [11] для каждого опыта записываем уравнение (3) с использованием табл. 2, приравнивая его соответствующим экспериментальным значениям коэффициента $\xi = 1/\mu^2$,

Таблица 2 – Результаты экспериментального исследования

№ п/п	s , мм	n , об/мин	p_1/p_2	l , мм	$\rho_{\text{ср}}$, кг/м ³	$\Omega_{\text{абс}}$, м/с	Re	m , кг/с	μ	$\frac{p_2^*}{p_1^*}$	M
1	0,225	0	1,06	24,0	1,265	46,9	7379	0,0100	1,106	0,947	0,14
2	0,370	0	1,06	24,0	1,225	56,6	14645	0,0198	1,311	0,946	0,17
3	0,225	6693	1,06	27,4	1,263	96,2	15131	0,0100	0,923	0,930	0,29
4	0,370	6693	1,06	28,6	1,255	101	26133	0,0196	1,053	0,936	0,31
5	0,225	0	1,12	24,0	1,300	63,0	9920	0,0139	1,050	0,900	0,19
6	0,370	0	1,12	24,0	1,263	76,4	18719	0,0269	1,276	0,890	0,23
7	0,225	6693	1,12	30,8	1,300	109	17150	0,0152	1,070	0,868	0,33
8	0,370	6693	1,12	32,2	1,263	114	27960	0,0273	1,194	0,877	0,35

получим систему уравнений с 6-ю неизвестными коэффициентами.

Система решается матричным методом, при этом из множества выбирается решение, которое удовлетворяет условию минимума квадрата невязки $\min(\mu_{\text{эксп}} - \mu_{\text{расч}})^2$.

После отыскания неизвестных коэффициентов математическая модель принимает вид (4):

$$\xi = 0,806 \left(\frac{k}{R_r} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{l'}{d_r} \right)^{4,104} + \\ + \left[1 - 0,6 + 2,242 \cdot 10^{-8} M \cdot (-1) \cdot 8,0881 \cdot 10^{-8} \left(\frac{s}{h} \right) \right] - \\ - \left[1 - 0,068 \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \frac{p_2^*}{p_1^*} \right] + \left[1 - 2,973 \frac{s}{\Delta} \right]. \quad (4)$$

Результаты идентификации занесены в табл. 3.

Таблица 3 – Сравнение экспериментальных значений μ с расчётными

№ опыта	n , об/мин	s , мм	$\mu_{\text{эксп}}$	$\mu_{\text{идент.}}$	Абс. погр.	Относ. погр., %
1	0	0,225	1,106	1,028	0,078	7,05
2	0	0,370	1,311	1,215	0,096	7,32
3	6693	0,225	0,923	1,027	0,104	11,27
4	6693	0,370	1,053	1,215	0,162	15,38
5	0	0,225	1,050	1,027	0,023	2,19
6	0	0,370	1,276	1,213	0,063	4,94
7	6693	0,225	1,070	1,026	0,044	4,11
8	6693	0,370	1,194	1,213	0,019	1,59

Из табл. 3 видно, что средняя относительная погрешность между полученными значениями и опытными не превышает 6 % что свидетельствует о корректности идентифицированной математической модели.

Выводы

1 Предложена математическая модель условного коэффициента расхода уплотнения, основанная на представлении гидравлического сопротивления лабиринтного уплотнения как суммы местных сопротивлений, описываемых аналитическими выражениями.

2 С использованием теории планирования эксперимента решена задача идентификации модели с использованием опытных данных. Полученная модель применима в диапазоне геометрических и режимных параметров, имевших место в опытах.

Список литературы

- Щегляев, А. С. Паровые турбины [Текст] / А. С. Щегляев. – изд. 4-е. – М. : Энергия, 1967. – 301 с.
- Селезнев, К. П. Теория и расчёт турбомашин [Текст] / К. П. Селезнев. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 389 с.
- Орлик, В. Г. Расходные характеристики уплотнений с одиночным и групповым дросселем [Текст] / В. Г. Орлик // Тяжёлое машиностроение. – 1993. – № 9. – С. 4–7.
- Бондаренко, Г. А. Результаты отработки центробежного компрессора для перспективных технологических процессов [Текст] / Г. А. Бондаренко и др. Сб. Тр. «ЛПИ». – 1983. – С. 18–22.
- Марцинковский, В. А. Щелевые уплотнения [Текст] / В. А. Марцинковский. – Сумы : СумГУ, 2005. – 415 с.
- Дейч, М. Е. Техническая газодинамика [Текст] / М. Е. Дейч. – М. : Энергия, 1974. – 2-е изд. – 592 с.
- Мисарек, Д. Турбокомпрессоры [Текст] / Д. Мисарек. – М. : Машиностроение, 1968. – 236 с.
- The basic data for Centrifugal Compressor by Dresser. Dresser Machinery // Ltd. - 1975.
- Бага, В. Н. О физическом моделировании лабиринтного уплотнения. Том 1 [Текст] / В. Н. Бага // Журнал инженерных наук. – 2014. – № 1. – С. 1–7. – ISSN 2312-2498.
- Бондаренко, Г. А. Основы научных исследований в энергетике [Текст] : учебн. пособие / Г. А. Бондаренко. – Сумы : СумДУ, 2013. – С. 63–64.
- Ейхофф, Р. Основы идентификации систем управления [Текст] / Р. Ейхофф. – М. : Мир, 1975. – 686 с.

Bibliography (transliterated)

- Segleau, S. A. (1967), *Parovye turbiny* [Steam turbine]. Jenergija [Energy], Moscow, Russia.
- Seleznev, K. P. (1986), *Teorija i raschet turbomashin* [Theory and design of turbomachines], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Leningrad, Russia.
- Orlik, V. G. (1993), "Rashodnye harakteristiki uplotnenij s odinochnym i gruppovym drosselem [Flow characteristics of seals with single and group choke]", *Tjazheloe mashinostroenie* [Heavy engineering], no. 9, pp. 4–7.
- Bondarenko, G. A. et al. (1983), *Rezul'taty otrabotki centrobekhnogo kompressora dlja perspektivnyh tehnologicheskikh processov* [Results of the working of a centrifugal compressor for prospective technological processes], Sb. Tr. "LPI", pp. 18–22.
- Martsynkovskyy, V. A. (2005), *Shhelevye uplotnenija* [Annular seals], Sumy State University, Sumy, Ukraine.
- Deitch, M. E. (1974), *Tehnicheskaja gazodinamika* [Technical gas dynamics], Jenergija [Energy], Moscow, Russian.
- Misurec, D. (1968), *Turbokompressory* [Turbochargers], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, Russian.

- 8 (1975), The basic data for Centrifugal Compressor by Dresser. Dresser Machinery, Ltd.
- 9 **Baga, V. N.** (2014), "O fizicheskom modelirovaniyu labirintnogo uplotnenija. Tom 1 [Physical modeling of labyrinth seals. Volume 1]", *Zhurnal inzhinernykh nauk* [Journal of engineering Sciences], no. 1, pp. 1-7, ISSN 2312-2498.
- 10 **Bondarenko, G. A.** (2013), *Osnovy nauchnyh issledovanij v jenergetike* [Fundamentals of scientific research in energy], Sumy State University, Sumy, pp. 63–64.
- 11 **Eickhoff, R.** (1975), *Bases of identification of control systems*, Wiley, New York, USA.

Сведения об авторах (About authors)

Бондаренко Герман Андреевич – кандидат технических наук, профессор кафедры технической теплофизики, Сумской государственный университет; г. Сумы, Украина.

Bondarenko Herman – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, department of technical thermophysics, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

Бага Вадим Николаевич – кандидат технических наук, ассистент кафедры технической теплофизики, Сумской государственный университет; г. Сумы, Украина; e-mail: vadim2390@ya.ru.

Baga Vadim – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), department of technical thermophysics, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Бондаренко, Г. А. Моделирование расходных характеристик лабиринтного уплотнения с гладким валом [Текст] / Г. А. Бондаренко, В. Н. Бага // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 60–64. – Бібліогр. : 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.08.

Please cite this article as:

Bondarenko, G. A. and Baga, V. N. (2016), "Simulating the Metering Characteristics of Labyrinth Seals with the Smooth Shaft", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 60–64, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.08.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Бондаренко, Г. А. Моделювання витратних характеристик лабіріントового ущільнення з гладким валом [Текст] / Г. А. Бондаренко, В. М. Бага // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 60–64. – Бібліогр. : 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.08.

АННОТАЦІЯ Представлені результати аналітичного і фізичного моделювання лабіріントового ущільнення. Аналітичне дослідження проводилося з використанням теорії планування експерименту і теорії ідентифікації математичної моделі, а фізична – на спеціально розробленому уніфікованому експериментальному стенді. Виконаний ряд досліджень впливу режимних і деяких геометричних параметрів на роботу лабіріントового ущільнення: ущільнюваного перепаду тиску, частоти обертання валу, радіального зазору, та ін. Показано вплив досліджуваних параметрів на витратну характеристику ущільнення. Запропоновано математичну модель умовного коефіцієнта витрати ущільнення, яка заснована на уявленні гідрравлічного опору лабіріントового ущільнення як суми місцевих опорів, описуваних аналітичними виразами. Вирішена задача ідентифікації моделі з використанням дослідних даних. Отримана модель застосовується в діапазоні геометричних і режимних параметрів, які мали місце в дослідах.

Ключові слова: лабіріントове ущільнення, математична модель, метод ідентифікації, коефіцієнт витрати.

Поступила (received) 27.01.2016

В. П. СЕВЕРИН, Е. Н. НИКУЛИНА, И. Х. ЧЕЧЕНОВА

НЕЛИНЕЙНЫЕ МОДЕЛИ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН АЭС ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ

АННОТАЦИЯ Рассмотрены уравнения динамики паровой турбины АЭС как объекта автоматического управления. Путем преобразования уравнений динамики турбины построена нелинейная модель паровой турбины К-220-4,4-3 в относительных переменных состояния, учитывающая экспериментальные данные регулирующих органов и использующая минимальное количество вычислений. На основании этой модели для исследования режима сброса нагрузки построены графики изменения переменных давления и частоты. Построенная модель турбины предназначена для оптимизации системы управления турбиной.

Ключевые слова: паровая турбина, автоматическое управление, нелинейная модель, переходной режим, оптимизация.

V. SEVERIN, H. NIKULINA, I. CHECHENOVA

NONLINEAR MODELS OF TRANSIENTS OF NUCLEAR POWER STEAM TURBINES TO OPTIMIZE CONTROL PROCESSES

ABSTRACT Presentation of nonlinear models of nuclear steam turbines in the state space of relative variables to optimize the turbine control system is the aim of the article. Using the known physics laws equations describing the dynamics of NPP steam turbine as an automation object in variable modes are considered. As an example, by transforming the equations of the dynamics nonlinear model of the steam turbine K-220-4.4-3 in relative state variables is built as a system of differential equations in the Cauchy form. The model takes into account the experimental data of regulators and uses a minimal amount of computations. Graphs of nonlinear functions of flow coefficients of the variables of servomotors coordinate values of the control valve and control flap, derived from a spline interpolation of the experimental data, are constructed. Formulas for the calculation and the calculated values of the constants parameters of the model are given. The input variables of the model are the coordinates of the servomotors of control valve and control flaps, as well as the power of the electric generator. On the basis of the turbine model for the study of the load shedding mode of electric generator graphs of pressure variables in steam volumes and speed of the rotor are constructed by numerical integration of the differential equations system for given functions of closing of servomotors of control valve and control flap. The maximum casting speed of turbine rotor is 5.28 % of the nominal frequency value. Similarly, nonlinear model of a steam turbine K-1000-60/1500-2 can be obtained. Models nuclear steam turbines in relative variables with the minimum number of calculations can be used to optimize the control system parameters of the steam turbine of nuclear power plant.

Keywords: steam turbine, automatic control, nonlinear model, transition mode, optimization.

Введение

Системы автоматического управления (САУ) паровыми турбинами атомных электростанций (АЭС) должны стабилизировать частоту вращения ротора турбины с высокой точностью [1–3]. Для обеспечения устойчивости САУ, ограничения максимального отклонения частоты, ограничения показателей колебаний частоты, для максимального быстродействия систем управления необходимо оптимизировать параметры САУ, что требует минимизации количества вычислений при моделировании переходных режимов [4, 5]. Повышение точности расчета оптимальных САУ возможно при использовании нелинейных моделей систем, которые полнее учитывают особенности протекания реальных процессов управления турбинами [4].

Цель работы

Целью статьи является представление нелинейных моделей паровых турбин АЭС в пространстве состояний относительных переменных с ми-

нимальным количеством вычислений для решения задач оптимизации процессов управления турбинами.

Для достижения этой цели рассматриваются уравнения динамики паровой турбины АЭС как объекта управления в абсолютных переменных. Строится нелинейная модель турбины К-220-4,4-3 в относительных переменных состояния, учитывающая экспериментальные данные регулирующих органов и использующая минимальное количество вычислений. Для режима сброса нагрузки приводятся графики изменения переменных давления и частоты.

Уравнения динамики турбины

При записи уравнений динамики полагаем, что в начальный момент времени все параметры и процессы находятся в стационарном равновесном состоянии, рабочие процессы расширения пара в отсеках турбины изоэнтропны, КПД отсеков постоянны и равны их номинальным значениям.

Парової тракт турбіни розделяється на n_V постійних об'ємів V_i , $i = \overline{1, n_V}$. В кождий момент времени в об'ємі з номером i маса пара определяється рівнянням матеріального баланса

$$M_i = M_{0i} + \int_0^t \Delta G_i dt,$$

де M_{0i} – маса пара в початковий момент времени; ΔG_i – прирішення масового расхода пара. Дифференціючи це рівняння, отимо

$$\frac{dM_i}{dt} = \Delta G_i. \quad (1)$$

Виразим масу пара через уделний об'єм пара v_i :

$$M_i = V_i / v_i. \quad (2)$$

С використанням тиску p_i , уделного об'єму $v_i = V_i / M_i$, газової постійної для водяного пара R_s і абсолютної температури T_i з рівняння Менделєєва-Клапейрона для ідеальної газа

$$p_i v_i = R_s T_i \quad (3)$$

виразим уделний об'єм

$$v_i = R_s T_i / p_i. \quad (4)$$

Із рівняння (3) для початкового моменту времени $p_{0i} v_{0i} = R_s T_{0i}$ виразим постійну $R_s = p_{0i} v_{0i} / T_{0i}$ і подставим її в рівнянство (4):

$$v_i = \frac{p_{0i} v_{0i}}{p_i} \cdot \frac{T_i}{T_{0i}}.$$

Подставим це вираження в рівнянство (2):

$$M_i = \frac{V_i p_i}{p_{0i} v_{0i}} \cdot \frac{T_{0i}}{T_i}.$$

При величі маси нагретого металла взуткі проточні часті турбіни і швидких переходних процесах зміненням абсолютної температури пара можна пренебречь, $T_i \approx T_{0i}$. Тоді дифференціальне рівняння (ДУ) (1) примет вид:

$$\frac{V_i}{p_{0i} v_{0i}} \cdot \frac{dp_i}{dt} = \Delta G_i. \quad (5)$$

Теоретичний расход пара G_t через сечені площею F определим рівнянням нерозривності $G_t v = F c$, де v – теоретичний уделний об'єм пара, c – теоретична швидкість пара. Отсюда

$$G_t = F c / v. \quad (6)$$

При адиабатичному розширенні пара через суживающееся сопло її теоретична швидкість определяється за формулою

$$c = \sqrt{\frac{2kgpv}{k-1}} \sqrt{\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}, \quad (7)$$

де k – показник адиабати; g – ускорення свободного падіння; p – тиск пара в предыдущем об'ємі; ε – відношення тиску пара в поступающем об'ємі до тиску пара в предыдущем об'ємі. Для насыщеного пара $k = k_v = 1,135$, для перегретого пара $k = k_f = 1,3$. Подставим (7) в (6):

$$G_t = F \sqrt{\frac{2kg}{k-1}} \sqrt{\frac{p}{v}} \sqrt{\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}. \quad (8)$$

С збільшенням ε швидкість c зростає до максимальної можливої критичної швидкості c_c . Дифференцирую (7) по ε і приравнивая отриману производну нулю, найдем критичне значення

$$\varepsilon_c = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (9)$$

Подставляючи це значення в (7) і (8), отимо критичну швидкість і критичний расход:

$$c_c = \sqrt{kgpv \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad G_c = F \sqrt{kg \frac{p}{v} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \quad (10)$$

Определим относительний расход пара

$$\beta = \frac{G_t}{G_c} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \sqrt{\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}.$$

На практиці застосовується формула Бендермана

$$\beta = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2}. \quad (11)$$

Тоді

$$G_t = \beta G_c. \quad (12)$$

Обозначим

$$\chi = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \quad (13)$$

Для критичного расхода (10) отимо

$$G_c = F \chi \sqrt{g \frac{p}{v}}. \quad (14)$$

Дійсний расход пара G відрізняється від теоретичного расхода G_t множителем μ – коефіцієнтом расхода: $G = \mu G_t$. Отсюда із формул (12) і (14) имеємо:

$$G = \mu \beta F \chi \sqrt{g \frac{p}{v}}. \quad (15)$$

Ця загальна формула расхода застосовується при обчисленні расходів пара через регульуючий клапан і заслонку. В інших випадках її можна спрости. Розход витекающего пара з внутрішнього отсека турбіни з номером i в послі-

дующий отсек вычисляется по формуле Флюгеля-Стодолы

$$G_i = G_{0i} \sqrt{\frac{p_i^2 - p_{i+1}^2}{p_i^2 - p_{0i+1}^2}}, \quad (16)$$

где G_{0i} – значение расхода в номинальном режиме; p_i и p_{i+1} – значения давления пара в данном и последующем объемах; p_{0i} и p_{0i+1} – номинальные значения давления пара в данном и последующем объемах. Расход вытекающего пара из отсека турбины с номером i в отбор вычисляется по формуле

$$G'_i = G'_{0i} \sqrt{\frac{p_i - p'_i}{p_{0i} - p'_{0i}}} \cdot \frac{p_i}{p_{0i}}, \quad (17)$$

где G'_{0i} – значение расхода в отбор в номинальном режиме, p'_i и p'_{0i+1} – давление пара в отборе и его номинальное значение. Если в ступени с номером i отсутствуют отбор и утечки пара, то приращение расхода определяется по формуле

$$\Delta G_i = G_{i-1} - G_i. \quad (18)$$

Если в ступени имеется отбор пара, то

$$\Delta G_i = G_{i-1} - G_i - G'_i. \quad (19)$$

Если в ступени имеются отбор и утечки пара с расходом G''_i , то

$$\Delta G_i = G_{i-1} - G_i - G'_i - G''_i. \quad (20)$$

Подставляя приращения расходов из формул (18)–(20) в ДУ (5), имеем систему дифференциальных уравнений (СДУ) для вычисления давлений в паровых объемах при изменении режима работы турбины. По теореме о главном моменте количества движения запишем ДУ движения ротора паровой турбины

$$J d\omega/dt = M_T - M_G, \quad (21)$$

где J – момент инерции ротора; ω – угловая скорость вращения ротора; M_T – действующий со стороны турбины крутящий момент; M_G – момент сил сопротивления со стороны генератора. Умножим ДУ (21) на угловую скорость ω :

$$J\omega d\omega/dt = N - N_s, \quad (22)$$

где $N = M_T \omega$ – механическая мощность турбины; $N_s = M_G \omega$ – мощность генератора. Механическую мощность турбины определим по формуле:

$$N = \sum_{i \in I_N} N_{0i} \sqrt{\frac{p_i^2 - p_{i+1}^2}{p_i^2 - p_{0i+1}^2}} - N_l, \quad (23)$$

где N_{0i} – номинальное значение мощности отсека турбины, соответствующему паровому объему с номером i ; I_N – множество номеров объемов, которые соответствуют отсекам турбины, определяющих ее мощность; N_l – потери мощности; $\omega_0 = 2\pi n_0$ – круговая частота в номинальном режиме, n_0 – частота вращения ротора турбины;

$N_0 = \sum_{i \in I_N} N_{0i} - N_l$ – мощность турбины в номинальном режиме.

Модель паровой турбины для переходного режима включает уравнения (5), (15)–(20), (23).

Модель турбины АЭС

В качестве примера паровой турбины АЭС возьмем турбину К-220-4,4-3 энергоблока ВВЭР-440. Для исследования переходного режима этой турбины выделим для нее паровые объемы: 1 – от парогенератора до стопорного клапана (СК); 2 – за СК до регулирующего клапана (РК); 3 – за РК до отбора за ступенью 1 цилиндра высокого давления (ЦВД); 4 – от отбора за ступенью 1 до отбора за ступенью 2 ЦВД; 5 – от отбора за ступенью 2 до отбора за ступенью 3 ЦВД; 6 – от отбора за ступенью 3 до отбора за ступенью 5 ЦВД; 7 – от отбора за ступенью 5 до выхлопа ЦВД; 8 – от выхлопа до ступени 2 сепаратора-пароперегревателя (СПП); 9 – от ступени 2 СПП до регулирующей задвижки (РЗ); 10 – от РЗ до отбора за ступенью 1 цилиндра низкого давления (ЦНД); 11 – от отбора за ступенью 1 ЦНД до отбора за ступенью 2 ЦНД; 12 – от отбора за ступенью 2 ЦНД до отбора за ступенью 4 ЦНД; 13 – от отбора за ступенью 4 ЦНД до выхлопа ЦНД. Таким образом, число паровых объемов $n_V = 13$.

Введем базовые значения времени $t_b = 1$ с и давления $p_b = p_{01}$, где $p_{01} = 4,3149$ МПа. Преобразуя ДУ (5) к относительным переменным состояния: давления $\pi_i = p_i/p_b$, $\pi'_i = p'_i/p_b$, вычислим постоянные параметры $r_i = p_{0i}v_{0i}t_b/V_{0i}$. Тогда получим СДУ в виде Коши:

$$\frac{d\pi_i}{dt} = r_i \frac{\Delta G_i}{p_b}, \quad i = \overline{1, n_V}. \quad (24)$$

Определим постоянные параметры расходов, общие для двух верхних РК G_v и двух РЗ G_f :

$$G_v = 2\chi_v F_v \sqrt{\frac{p_b}{v_{01}}}, \quad G_f = 2\chi_f F_f k_f p_b,$$

где χ_v и χ_f – значения параметра χ , вычисленные по формуле (13) при $k = k_v$ и $k = k_f$ соответственно; F_v и F_f – площади сечения РК и РЗ; k_f – коэффициент линеаризации зависимости плотности перегретого пара от давления. На основании формулы Бендемана (11) определим функцию

$$\beta(\varepsilon) = \begin{cases} 1, & \varepsilon \leq \varepsilon_c, \\ \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c}\right)^2}, & \varepsilon > \varepsilon_c. \end{cases}$$

Подставляя в эту функцию постоянные параметры $\varepsilon_c = \varepsilon_v$ и $\varepsilon_c = \varepsilon_f$, вычисленные по формуле (9) при $k = k_v$ и $k = k_f$, определим функции $\beta_v(\varepsilon)$ и $\beta_f(\varepsilon)$, по которым сформируем функции расходов РК и РЗ:

$$\mu_v(\mu_1, \varepsilon) = [k_F \varphi_{vl}(\mu_1, \varepsilon) + \varphi_{vh}(\mu_1, \varepsilon)] \beta_v(\varepsilon),$$

$$\mu_f(\mu_2, \varepsilon) = \mu_{fe}(\mu_2 \alpha_{v\max}, \varepsilon) \beta_f(\varepsilon),$$

где k_F – отношение площадей нижнего и верхнего РК; $\varphi_{vl}(\mu, \varepsilon)$ и $\varphi_{vh}(\mu, \varepsilon)$ – экспериментальные функции расходов нижнего и верхнего РК, зависящие от относительной координаты сервомотора РК μ_1 ; $\mu_{fe}(\alpha, \varepsilon)$ – экспериментальная функция расхода РЗ для угла поворота α , зависящего от относительной координаты сервомотора РЗ μ_2 и принимающего наибольшее значение $\alpha_{v\max}$. Графики функций расходов РК и РЗ приведены на рис. 1 и 2.

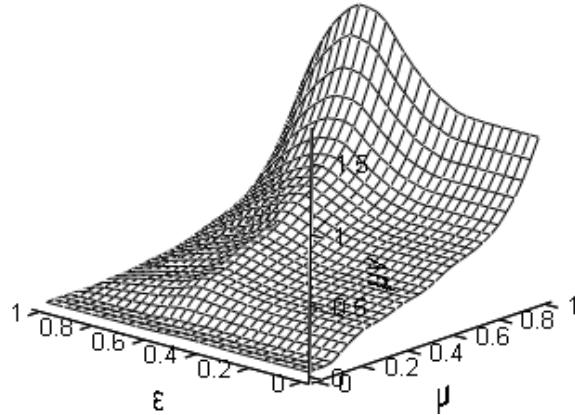


Рис. 1 – Функция расхода РК

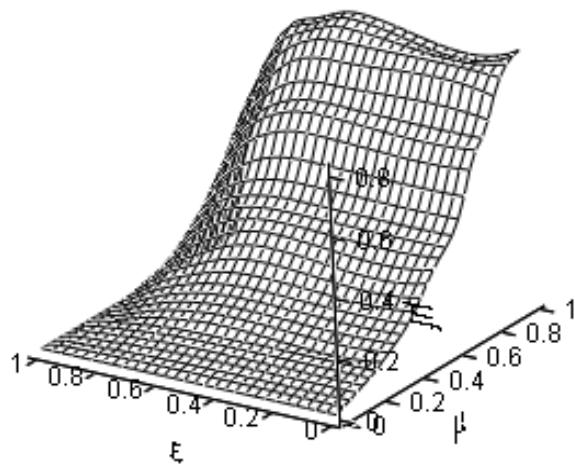


Рис. 2 – Функция расхода РЗ

Введём относительные переменные частоты вращения ротора $\varphi = (\omega - \omega_0)/\omega_0$, мощности турбины $v = N/N_0$ и электрического генератора

$v_s = N_s/N_0$. Определим безразмерные постоянные параметры:

$$\alpha_i = \frac{r_i G_{0i-1}}{\sqrt{p_{0i-1}^2 - p_{0i}^2}}, \quad i = 1, \overline{4, 9, 11, 13},$$

$$\alpha_2 = \frac{r_2 G_{01}}{\beta_v(p_{02}/p_{01})p_{01}}, \quad \alpha_3 = \frac{r_3 G_v}{\sqrt{p_{01} p_b}},$$

$$\alpha_{10} = \frac{r_{10} G_f}{p_b},$$

$$\beta_1 = \frac{r_1 G_{01}}{\beta_v(p_{02}/p_{01})p_{01}}, \quad \beta_2 = \frac{r_2 G_v}{\sqrt{p_{01} p_b}}, \quad \beta_9 = \frac{r_9 G_f}{p_b},$$

$$\beta_i = \frac{r_i G_{0i}}{\sqrt{p_{0i}^2 - p_{0i+1}^2}}, \quad i = \overline{3, 8, 10, 13},$$

$$\gamma_i = \frac{r_i G'_{0i}}{\sqrt{(p_{0i} - p'_{0i})p_{0i}}}, \quad i = \overline{2, 4, 8, 11, 13},$$

$$\delta_i = \frac{r_i G''_{0i}}{p_b}, \quad i = \overline{2, 8, 9},$$

$$\kappa_i = \frac{N_{0i} p_b}{N_0 \sqrt{p_{0i}^2 - p_{0i+1}^2}}, \quad i = \overline{3, 7, 10, 13},$$

$$\alpha_\varphi = \frac{N_0 t_b}{J \omega_0^2}, \quad v_l = \frac{N_l}{N_0}.$$

Вычисленные значения постоянных параметров модели приведены в табл. 1.

Определим безразмерные функции:

$$\sigma(x, y) = \begin{cases} 0, & x \leq y; \\ \sqrt{x^2 - y^2}, & x > y; \end{cases}$$

$$\sigma_1(x, y) = \begin{cases} 0, & x \leq y; \\ \sqrt{(x - y)x}, & x > y. \end{cases}$$

После преобразования правых частей СДУ (24) и дифференциального уравнения (22) получим нелинейную модель паровой турбины в виде системы дифференциальных уравнений в относительных переменных состояния:

$$\frac{d\pi_1}{d\tau} = \alpha_1 \sigma(\pi_0, \pi_1) - \beta_1 \beta_v \left(\frac{\pi_2}{\pi_1} \right) \pi_1,$$

$$\frac{d\pi_2}{d\tau} = \alpha_2 \beta_v \left(\frac{\pi_2}{\pi_1} \right) \pi_1 - \beta_2 \mu_v \left(\mu_1, \frac{\pi_3}{\pi_2} \right) \sqrt{\pi_2} - \gamma_2 \sigma_1(\pi_1, \pi'_2) - \delta_2,$$

$$\frac{d\pi_3}{d\tau} = \alpha_3 \mu_v \left(\mu_1, \frac{\pi_3}{\pi_2} \right) \sqrt{\pi_2} - \beta_3 \sigma(\pi_3, \pi_4),$$

$$\frac{d\pi_4}{d\tau} = \alpha_4 \sigma(\pi_3, \pi_4) - \beta_4 \sigma(\pi_4, \pi_5) - \gamma_4 \sigma_1(\pi_4, \pi'_4),$$

$$\frac{d\pi_5}{d\tau} = \alpha_5 \sigma(\pi_4, \pi_5) - \beta_5 \sigma(\pi_5, \pi_6) - \gamma_5 \sigma_1(\pi_5, \pi'_5),$$

$$\frac{d\pi_6}{d\tau} = \alpha_6 \sigma(\pi_5, \pi_6) - \beta_6 \sigma(\pi_6, \pi_7) - \gamma_6 \sigma_1(\pi_6, \pi'_6),$$

$$\begin{aligned}
 \frac{d\pi_7}{d\tau} &= \alpha_7\sigma(\pi_6, \pi_7) - \beta_7\sigma(\pi_7, \pi_8) - \gamma_7\sigma_1(\pi_7, \pi'_7), \\
 \frac{d\pi_8}{d\tau} &= \alpha_8\sigma(\pi_7, \pi_8) - \beta_8\sigma(\pi_8, \pi_9) - \\
 &\quad - \gamma_8\sigma_1(\pi_8, \pi'_8) - \delta_8, \\
 \frac{d\pi_9}{d\tau} &= \alpha_9\sigma(\pi_8, \pi_9) - \beta_9\mu_f\left(\mu_2, \frac{\pi_{10}}{\pi_9}\right)\pi_9 - \delta_9, \\
 \frac{d\pi_{10}}{d\tau} &= \alpha_{10}\mu_f\left(\mu_2, \frac{\pi_{10}}{\pi_9}\right)\pi_9 - \beta_{10}\sigma(\pi_{10}, \pi_{11}), \\
 \frac{d\pi_{11}}{d\tau} &= \alpha_{11}\sigma(\pi_{10}, \pi_{11}) - \beta_{11}\sigma(\pi_{11}, \pi_{12}) - \\
 &\quad - \gamma_{11}\sigma_1(\pi_{11}, \pi'_{11}), \\
 \frac{d\pi_{12}}{d\tau} &= \alpha_{12}\sigma(\pi_{11}, \pi_{12}) - \beta_{12}\sigma(\pi_{12}, \pi_{13}) - \\
 &\quad - \gamma_{12}\sigma_1(\pi_{12}, \pi'_{12}), \\
 \frac{d\pi_{13}}{d\tau} &= \alpha_{13}\sigma(\pi_{12}, \pi_{13}) - \beta_{13}\sigma(\pi_{13}, \pi_s) - \\
 &\quad - \gamma_{13}\sigma_1(\pi_{13}, \pi'_{13}), \\
 \frac{d\phi}{d\tau} &= \frac{\alpha_\phi}{(1+\phi)} \left(\sum_{i \in I_N} \kappa_i \sigma(\pi_i, \pi_{i+1}) - v_l - v_s \right).
 \end{aligned}$$

Входными переменными этой модели являются координаты сервомоторов регулирующего клапана и регулирующей заслонки $\mu_1 = \mu_1(\tau)$ и $\mu_2 = \mu_2(\tau)$ соответственно, а также мощность электрического генератора v_s . Обозначая вектор состояния и векторную функцию правых частей приведенной системы дифференциальных уравнений через $\mathbf{X} = (\pi_1 \ \pi_2 \ \dots \ \pi_{13} \ \phi)$ и $\mathbf{f}_t(\mathbf{X}, \mu_1, \mu_2, v_s)$, разработанную модель представим в векторном виде:

$$d\mathbf{X}/d\tau = \mathbf{f}_t(\mathbf{X}, \mu_1, \mu_2, v_s). \quad (25)$$

Эта модель позволяет исследовать переходные процессы при изменении режимов работы турбин.

Исследование режима сброса нагрузки

Для исследования режима сброса нагрузки с помощью модели (25) зададим для нее соответствующие номинальному режиму начальные условия $\mathbf{X}_0 = (\pi_{01} \ \pi_{02} \ \dots \ \pi_{013} \ 0)$, мощность электрического генератора при сбросе нагрузки $v_s = 0$, функции перемещения сервомоторов РК и РЗ, представленные на рис. 3.

На рис. 4–6 показаны графики переменных давлений, полученные численным интегрированием системы дифференциальных уравнений (25). На рис. 7 дан график изменения относительной переменной частоты в процентах $y = 100\phi$.

Таблица 1 – Постоянные параметры модели

Параметр	Величина	Параметр	Величина
α_1	0.0399	β_1	0.0594
α_2	66.0281	β_2	29.4997
α_3	17.7116	β_3	17.4153
α_4	7.5479	β_4	10.6731
α_5	33.0032	β_5	40.5262
α_6	5.3248	β_6	5.9493
α_7	1.8227	β_7	4.8717
α_8	0.8067	β_8	2.4954
α_9	7.4612	β_9	10.9813
α_{10}	31.3482	β_{10}	9.9884
α_{11}	24.5466	β_{11}	47.8779
α_{12}	23.8007	β_{12}	36.9825
α_{13}	31.3437	β_{13}	153.548
γ_2	7.0214	γ_4	2.0590
γ_5	16.6957	γ_6	2.1033
γ_7	0.6020	γ_8	0.2209
γ_{11}	3.8283	γ_{12}	8.2580
γ_{13}	18.4440	δ_2	0.0457
δ_8	0.0002	δ_9	0.0295
κ_3	0.1567	κ_4	0.1940
κ_5	0.2536	κ_6	0.5584
κ_7	0.7695	κ_{10}	2.3875
κ_{11}	3.7856	κ_{12}	11.9138
κ_{13}	34.2597	α_ϕ	0.0815
v_l	0.0736	—	—

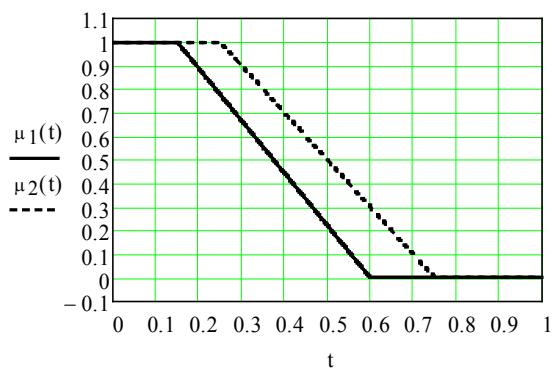


Рис. 3 – Функции перемещения сервомоторов

Переменные давлений в двух первых объемах ЦВД на рис. 4 незначительно увеличиваются, а в остальных объемах – понижаются. Переменные давлений в СПП на рис. 5 сначала сближаясь, повышаются, а затем почти одинаково начинают снижаться. Переменные давлений в ЦНД на рис. 6 понижаются.

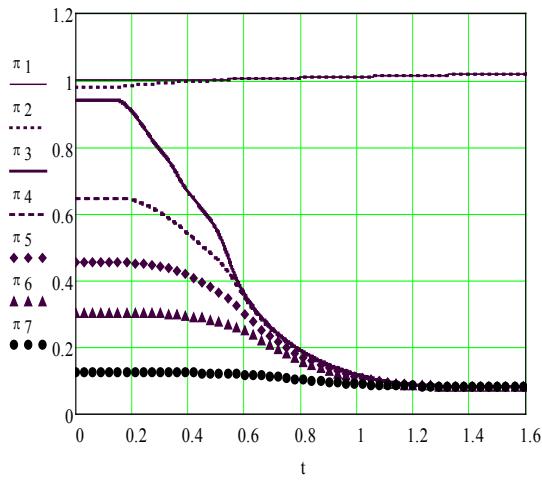


Рис. 4 – Изменение давлений в ЦВД

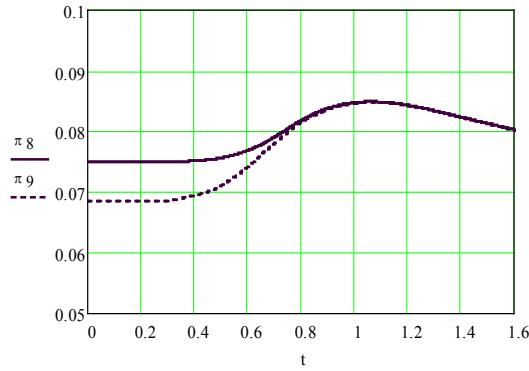


Рис. 5 – Изменение давлений в СПП

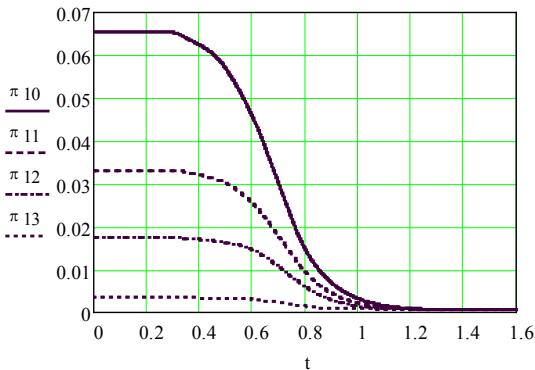


Рис. 6 – Изменение давлений в ЦНД

На рис. 7 относительная переменная частоты вращения ротора турбины y в процентах от номинального значения плавно увеличивается в течение 1 с до своего максимального значения, а затем медленно начинает снижаться благодаря закрытию регулирующих клапанов и регулирующих заслонок турбины. Максимальный заброс оборотов частоты турбины К-220-4,4-3 составил 5,28 % от номинального значения частоты.

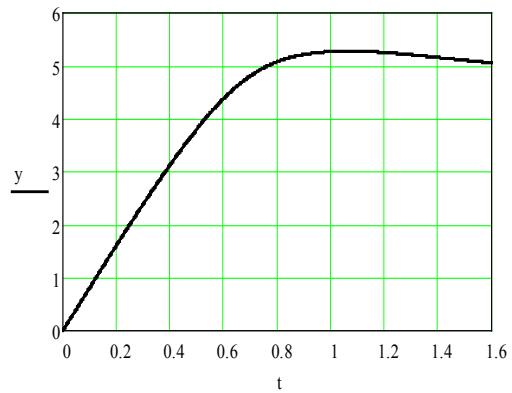


Рис. 7 – Изменение частоты

Выводы

Рассмотрены основные принципы построения уравнений паровой турбины АЭС как объекта управления. Приведены уравнения динамики турбины в абсолютных переменных. Путём преобразования этих уравнений в качестве примера построена нелинейная модель паровой турбины К-220-4,4-3 в относительных переменных состояния, учитывающая экспериментальные данные регулирующих органов и использующая минимальное количество вычислений. На основании этой модели для исследования режима сброса нагрузки построены графики изменения переменных давления и частоты. Аналогично может быть получена нелинейная модель паровой турбины К-1000-60/1500-2. Модели паровых турбин АЭС в относительных переменных с минимальным количеством вычислений могут быть использованы для оптимизации систем управления турбин.

Список литературы

- 1 **Кириллов, И. И.** Автоматическое регулирование паровых турбин и газотурбинных установок [Текст] / И. И. Кириллов. – Л. : Машиностроение, 1988. – 447 с.
- 2 **Самойлович, Г. С.** Переходные и переходные режимы в паровых турбинах [Текст] / Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский. – М. : Энергоиздат, 1982. – 496 с.
- 3 **Швецов, В. Л.** Результаты анализа динамических характеристик турбины К-1100-60/1500-2М при импульсных разгрузках по командам противоаварийной автоматики электрических сетей [Текст] / В. Л. Швецов, И. Н. Бабаев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 8. – С. 50–58. – Бібліогр. : 2 назв. – ISSN 2078-774X.
- 4 **Северин, В. П.** Многоцелевая оптимизация систем управления паровой турбиной К-1000-60/1500 на основе векторной целевой функции [Текст] / В. П. Северин, Е. Н. Никулина, К. Б. Годлевская // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 24–29. – Бібліогр. : 6 назв. – ISSN 2078-774X.

- 5 Северин, В. П. Многокритериальный синтез систем управления энергоблока АЭС с использованием лаборатории методов оптимизации OPTLAB [Текст] / В. П. Северин, Е. Н. Никулина, Д. А. Лютенко, Е. Ю. Бобух // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 106–111. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X.
- 3 Shvetsov, V. L. and Babaev, I. N. (2012), “Results of analysis of dynamic characteristics of turbine K-1100-60/1500-2M under impulse unloadings on command of the emergency control automatics of the electrical networks”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8, pp. 50–58, ISSN 2078-774X.
- 4 Severin, V. P., Nikulina, O. M. and Godlevska, K. B. (2013), “Multi-objective optimization of control systems of steam turbine K-1000-60/1500 on the base of vector objective function”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 13(987), pp. 24–29, ISSN 2078-774X.
- 5 Severin, V. P., Nikulina, E. N., Lutenko, D. A., Bobuh O. Yu. (2015), “A Multicriterion Synthesis of the Control Systems of the Energy Block of Nuclear Power Station Using Laboratory Methods for the OPTLAB Optimization”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 15(1124), pp. 106–111, ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated)

- 1 Kirilov, I. I. (1988), *Avtomlicheskoе regulirovaniе parovyh turbin i gazoturbinnыh ustanovok* [Automatic control of steam turbines and gas turbines], Mashinostroenie, Leningrad, Russia.
- 2 Samoylovich, G. S. and Troyanovskiy, V. M. (1982), *Peremennye i perehodnye rezhimy v parovyh turbinah* [Variables and transients modes in steam turbines], Jenergoatomizdat, Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Северин Валерий Петрович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры системного анализа и управления; г. Харьков, Украина; e-mail: severinvp@gmail.com.

Severin Valeriy Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor, Department of Systems Analysis and Control of National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine.

Никулина Елена Николаевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», кафедра радиоэлектроники, г. Харьков, Украина; e-mail: elena78_02@inbox.ua.

Nikulina Elena Nikolaevna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of Radioelectronics of National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine.

Чеченова Ирина Хусеновна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студентка кафедры системного анализа и управления; г. Харьков, Украина; e-mail: irinachechenova@gmail.com.

Chechenova Irina Husenovna – student of Department of Systems Analysis and Control of National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Северин, В. П. Нелинейные модели переходных режимов паровых турбин АЭС для оптимизации процессов управления [Текст] / В. П. Северин, Е. Н. Никулина, И. Х. Чеченова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 65–71. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.09.

Please cite this article as:

Severin, V., Nikulina, E. and Chechenova, I. (2016), “Nonlinear models of transients of nuclear power steam turbines to optimize control processes”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 65–71, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.09.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Северин, В. П. Нелинейні моделі переходних режимів парових турбін АЕС для оптимізації процесів керування [Текст] / В. П. Северин, О. М. Никуліна, І. Х. Чеченова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 65–71. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.09.

АНОТАЦІЯ Розглянуті рівняння динаміки парової турбіни АЕС як об'єкта автоматичного керування. Шляхом підтвердження рівнянь динаміки турбіни побудована нелінійна модель парової турбіни К-220-4,4-3 відносних змінних стану, що враховує експериментальні дані регулюючих органів і використовує мінімальну кількість обчислень. На основі цієї моделі для дослідження режиму скидання навантаження побудовані графіки зміни змінних тиску та частоти. Побудована модель турбіни призначена для оптимізації системи керування турбіною.

Ключові слова: парова турбіна, автоматичне керування, нелінійна модель, переходний режим, оптимізація.

Поступила (received) 10.01.2016

Г. О. РЯБОКОНЬ, Й. С. МИСАК**ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТУРБІНИ К-325-23,5 З РЕЗУЛЬТАТАМИ ТЕПЛОВИХ ВИПРОБУВАНЬ**

АННОТАЦІЯ У статті наводиться порівняння розрахункових гарантійних техніко-економічних показників турбіни К-325-23,5, а саме коефіцієнтів корисної дії циліндрів високого, середнього і низького тисків та питомої витрати теплоти на виробництво електроенергії з результатами теплових випробувань турбіни ст. № 1 ДТЕК Запорізької ТЕС. Також, описується спосіб приведення дослідних даних, отриманих в результаті теплових випробувань турбіни, до номінальних умов для порівняння з розрахунковими гарантійними величинами.

Ключові слова: реконструкція, енергоблок, турбіна, випробування, внутрішній відносний ККД, питома витрата теплоти, номінальні умови, математична модель.

G. RYABOKON, Y. MYSAK**THE COMPARATIVE STUDY OF THE RESULTS OF THERMAL ACCEPTANCE TESTS OF THE STEAM TURBINE K-325-23.5 WITH GUARANTEE VALUES**

ABSTRACT The reconstruction of the unit № 1 in power plant included the installation the new steam condensing turbine K-325-23,5 with output power 325 MW. There was a need of conducting thermal acceptance tests of the turbine. The test was conducted by join stock company 'LvivORGRES'. Now, we can compare the test results with the guarantee values. But first, we need to correct of the test results to specified guarantee conditions. The correction is effected by complete recalculation of the turbine and its thermal cycle by a computer program with the consideration of the characteristics of the turbine and plant components and the operating conditions during the test. This method yields a complete correction directly, without the use of individual correction factors and also takes into account to a large extent the interdependence of different variables. The comparison of corrected test results, such as power output, thermodynamic efficiency and heat rate, shows that the reconstruction of the unit № 1 was conducted successfully.

Key words: reconstruction, unit, turbine, thermal acceptance tests, guarantee values, thermodynamic efficiency, heat rate, power output, complete recalculation.

Вступ

В умовах макроекономічної нестабільності електроенергетика залишається однією з найважливіших галузей економіки України. Так у 2014 році виробництво електричної енергії становило 181,9 млрд. кВт·год, в грошовому еквіваленті 169 млрд. грн., що складає 14,2 % від загального об'єму реалізації промислової продукції.

У свою чергу, теплова генерація посідає значне місце в електроенергетиці. Так, вугіlnими тепловими електростанціями (ТЕС) у 2014 році було вироблено 37,5 % електроенергії від загального об'єму [1]. Оскільки більшість теплових електростанцій було збудовано у 60–70-х роках минулого століття, то на даний час парковий ресурс їх обладнання вироблений на (70–80) %. Подальша експлуатація такого фізично зношеного устаткування суттєво знижує ефективність та надійність функціонування енергосистеми країни. Так реконструкції або повні заміни підлягають усі 43 енергоблоки потужністю 200 МВт, більшість з 42 енергоблоків 300 МВт та усе устаткування електростанцій з енергоблоками меншої потужності та станцій з не блочною компоновкою.

Основні задачі реконструкції турбіни

Широко масштабну програму з реконструкції та модернізації енергоблоків ТЕС проводить Донбаська паливно-енергетична компанія (ДТЕК), котра займається видобутком і збагаченням вугілля, генерацією та передачею електроенергії.

Хороший приклад реконструкції енергетичного обладнання продемонстрований на Запорізькій ТЕС, котра входить в ДТЕК з 2012 року. Встановлена потужність Запорізької ТЕС становить 3600 МВт і складається з чотирьох вугіlnих енергоблоків потужністю 300 МВт і трьох газомазутних енергоблоків потужністю 800 МВт. На даний час, враховуючи економічну ситуацію, газомазутні блоки знаходяться у резерві. В роботі вугіlnі енергоблоки, основним устаткуванням яких є парові котли типу ТПП-312А, парові турбіни типу К-300-240-2 та електрогенератори типу ТГВ-300. На даний час, два енергоблоки вже пройшли реконструкцію. Енергоблок № 1 у 2012 році, а енергоблок № 3 – у 2014 році.

Основною метою під час реконструкції обох енергоблоків було встановлення нових парових турбін типу К-325-23,5 виробництва ВАТ «Турбоатом» разом з модернізованими елек-

трогенераторами типу ТГВ-325-2АУ3(М) виробництва ДП «Електроважмаш» та ремонтні роботи на котельному та допоміжному устаткуванні.

Нова турбіна К-325-23,5 встановлювалась на існуючому фундаменті старої турбіни із збереженням допоміжного устаткування турбоустановки. В турбіні К-325-23,5 реалізовано багато удо- сконалень, в тому числі по проточній частині, в порівнянні з турбіною К-300-240-2, а саме:

- в проточній частині циліндра високого тиску (ЦВТ) в діафрагмах усіх ступенів застосовані постійні по висоті високо економічні профілі направляючих лопаток зі збільшеним моментом спротиву і з видовженою вхідною частиною профілю, що дозволяє зменшити втрати в соплах;

- в усіх ступенях ЦВТ використані удо- сконалені робочі лопатки з цільно-фрезерованими бандажами та кільцевою перев'язкою лопаток вставкою типу «ластівчин хвіст». Це дозволило виконати у всіх ступенях багаторядні, надбандажні ущільнення, що, у свою чергу зменшує периферійну надбандажну протічку пари;

- ротор циліндра середнього тиску (ЦСТ) цільнокований з 11 дисками частини середнього тиску та трьома дисками перших трьох ступенів частини низького тиску (ЧНТ) першого потоку, а диски двох останніх ступенів ЧНТ насадні, на відміну від турбіни К-300-240-2, в котрій диски усіх ступенів тиску першого, другого та третього потоків ЧНТ є насадними;

- в проточній частині ЦСТ оптимізовані обводи направляючого апарату першого ступеня, що забезпечує безвідривне обтікання на вході в ступінь;

- у всіх ступенях частини середнього тиску (ЧСТ) використані удо- сконалені профілі направляючих лопаток зі збільшеним моментом спротиву та з оптимізованими вхідними та вихідними кромками, що забезпечує високу економічність решіток діафрагм;

- усі діафрагмові та кінцеві ущільнюючі сегменти виконані з гідростатичним притиском ущільнюючих кілець до посадочних поверхонь;

- в циліндрі низького тиску оптимізовані обводи паровпускої та першої ступенів котрі забезпечують безвідривність протікання пари на вході в проточну частину;

- покращені периферійні обводи 2–5 ступенів тиску ЧНТ з ціллю надання їм плавної форми, що знижує можливість відриву потоку;

- діафрагмові та кінцеві ущільнення ЧНТ виконані ступінчастими, що дозволяє знизити витікання пари;

- в усіх трьох потоках низького тиску застосована високоекономічна робоча лопатка останнього ступеня довжиною 1030 мм та торцевою площею вихлопу $8,19 \text{ m}^2$;

- система маслозабезпечення включає можливість гідростатичного підйому роторів, що до-

зволяє, при пусках і обертах валопроводу валоповоротним пристроєм, виключити зношення вкладишів підшипників та шийок роторів;

- удо- сконалені блоки клапанів паророзподілу, в яких штоки клапанів та сервомоторів виконані роздільно, що дозволяє виключити попадання конденсату з системи регулювання в паровий простір клапанів;

- паровпускна частина ЦВТ має чотири відділені соплові коробки, що дозволяє спростити конструкцію внутрішнього корпусу та зменшити товщину стінок в паровпускній частині зовнішнього корпусу циліндра.

В турбіні К-325-23,5 вісім відборів пари на регенерацію на відміну від турбіни К-300-240-2, в котрій було дев'ять відборів. Через це підігрівач низького тиску № 4 (ПНТ-4) виключений зі схеми регенерації турбоустановки.

Основні розрахункові техніко-економічні характеристики турбіни К-325-23,5, надані заводом-виробником, наведені в табл. 1.

Постановка задачі

Порівняння розрахункових гарантійних техніко-економічних показників турбіни К-325-23,5 з результатами теплових випробувань турбіни ст. № 1 ДТЕК Запорізької ТЕС.

Експериментальна частина роботи

Проведено теплові випробування турбіни К-325-23,5 ст. № 1 ДТЕК Запорізької ТЕС з метою отримання даних для розробки нормативних енергетичних характеристик. Під час випробувань були виконані наступні серії дослідів:

- 1) досліди з визначення фактичної економічності турбіни з живильною турбопомпою та повністю включеною системою регенерації;

- 2) досліди з живильною електропомпою;

- 3) досліди з визначення характеристики конденсатора;

- 4) досліди з визначення поправки до потужності на зміну тиску відпрацьованої пари в конденсаторі;

- 5) досліди з визначення поправки до повної титомої витрати тепла на відключення регенеративних підігрівачів високого тиску.

Теплові випробування турбіни проводились при проектній тепловій схемі турбоустановки. Витрати пари від турбіни понад потреби регенерації були відсутні, добавок хімічно обезсоленої води в конденсатор та упорскування живильної води в тракт проміжного перегріву пари були закриті. Під час випробувань, параметри пари перед турбіною підтримувались близькими до номінальних, зазначених в табл. 1.

Таблиця 1 – Розрахункові техніко-економічні показники турбіни К-325-23,5

№	Показник	Значення
1	Номінальна електрична потужність, МВт	325
2	Номінальна витрата свіжої пари на турбіну, т/год	971,63
3	Номінальні параметри свіжої пари перед стопорними клапанами турбіни: тиск, МПа (кгс/см ²) абс. температура, °C	23,5 (240) 540
4	Витрата пари після проміжного промперегріву, т/год	801,76
5	Втрати тиску в тракті проміжного перегріву, %	10,5
6	Номінальні параметри пари гарячого промперегріву перед клапанами ЦСТ: тиск, МПа (кгс/см ²) абс. температура, °C	3,43 (34,98) 540
7	Внутрішній відносний ККД ЦВТ, %	82,5
8	Внутрішній відносний ККД ЦСТ, %	92,5
9	Внутрішній відносний ККД ЦНТ, %	84,4
10	Витрата пари в конденсатор, т/год	615,81
11	Абсолютний тиск пари на вихлопі ЦНТ, кПа (кгс/см ²)	3,65 (0,0372)
12	Витрата пари на турбопривід, т/год	120,11
13	Потужність живильних насосів, МВт	11,6
14	Температура живильної води на котел, °C	274,7
15	Розрахункова температура охолоджуючої води, °C	12
16	Витрата охолоджуючої води в конденсатор, т/год	34805
17	Питома витрата теплоти брутто на турбіну, кДж/(кВт·год) ккал/(кДж·год)	7593,6 1813,7

Реєструвались масові витрати: свіжої пари, пари холодного промперегріву, пари на турбопривід живильної помпи та на деаератор, основного конденсату після групи підігрівачів низького тиску та живильної води на котел. Також, реєструвались тиски та температури: пари по проточній частині турбіни та перед регенеративними підігрівачами, основного конденсату та живильної води по тракту регенерації. Теплова схема турбоустановки, з зазначенням місць вимірювань, представлена на рис. 1.

На рис. 1 позначені: БН – бустерна помпа; БОУ – блочна обезболююча установка; ГПП – гарячий проміжний перегрів пари; ЕУ – ежектор ущільнень; ЖЕН – живильна електропомпа; ЖТН – живильна турбопомпа; ЗН ПНТ-2 – зливна помпа підігрівача низького тиску № 2; КЕН – конденсатна електропомпа; ОЕ – основний ежектор; ПВТ – підігрівач високого тиску; ПНТ – підігрівач низького тиску; РОУ – редукційно-охолоджуюча установка; СК-1 і СК-2 – стопорні клапани № 1 і № 2 відповідно; ТЖН – турбопривід живильної помпи; ХПП – холодний проміжний перегрів пари; ЦВТ – циліндр високого тиску; ЦНТ – циліндр низького тиску; ЦСТ – циліндр середнього тиску; конд. – конденсатор; ущ. – ущільнення; шт. кл-нів – штоки клапанів.

Метод приведення результатів випробувань до номінальних умов

За результатами випробувань та обробки дослідних даних побудовані характеристики турбоустановки, такі як: внутрішні відносні коефіцієнти корисної дії (ККД) циліндрів, тиски пари по ступенях турбіни, витрати пари на регенеративні підігрівачі, температурні напори в регенеративних підігрівачах, витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти на турбіну в дослідних умовах та інші.

Для побудови основної витратної характеристики турбіни (залежності витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти від електричної потужності) в номінальних умовах на практиці переважно застосовують метод приведення дослідної характеристики до номінальних умов шляхом введення поправок на відхилення окремих параметрів від номінальних. Цей метод є простим у використанні, але має ряд недоліків, таких як:

- обмежений набір поправок, котрій не охоплює усіх відмінностей дослідних умов від номінальних;

- поправки вводяться простим алгебраїчним підсумуванням і при цьому не враховується їх взаємовплив;

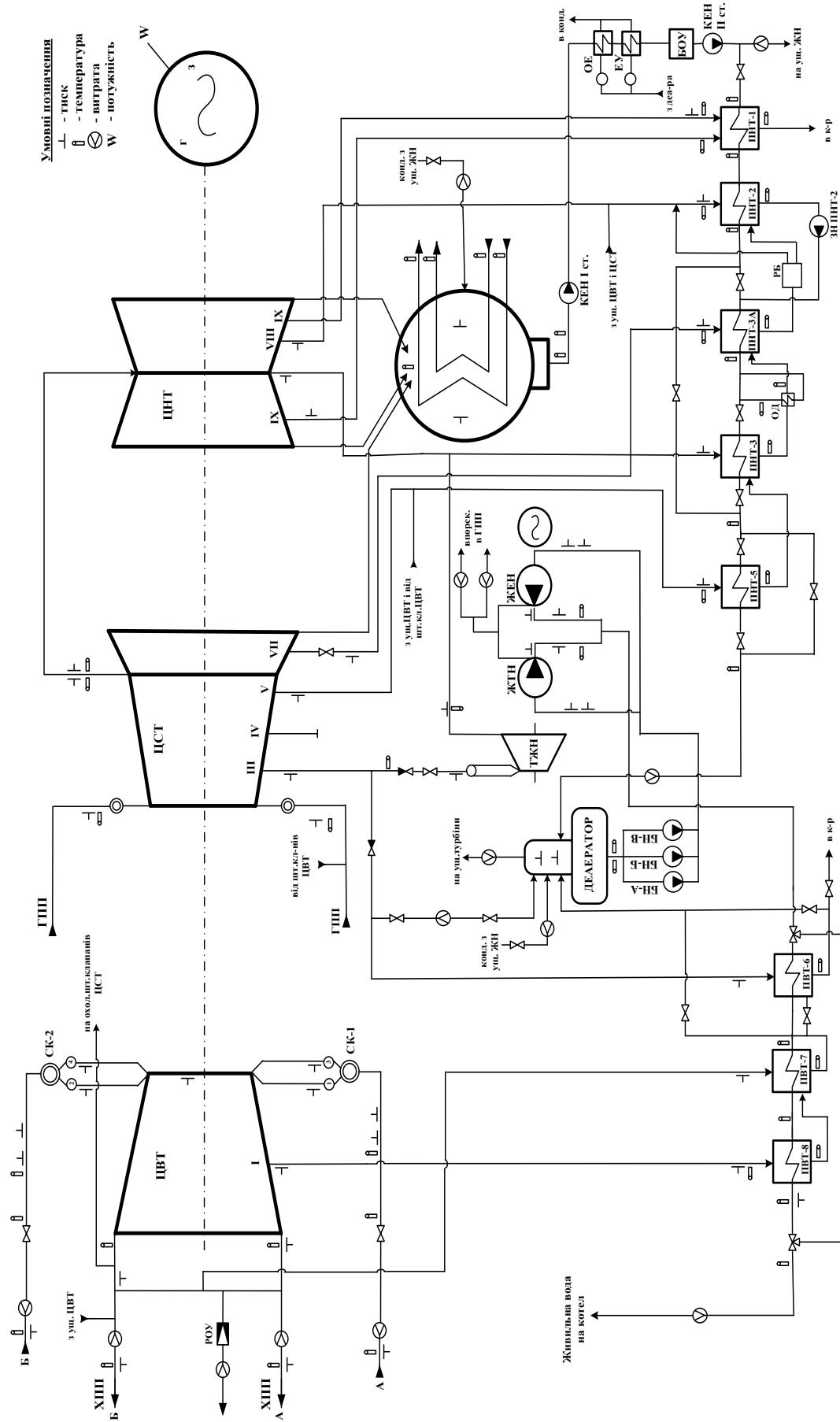


Рис. 1 – Принципова схема турбоустановки К-325-23.5 см. № 1 ДТЕК Запорізька ТЕС
із зазначеним місцем вимірювання параметрів

– поправки залежать від стану турбоустановки, тобто не коректно застосовувати поправки, надані заводом-виробником для нової турбіни, при випробуваннях турбін з великим напрацюванням.

Цей метод може бути застосований, якщо під час випробувань, не було суттєвих відхилень параметрів від номінальних, та теплової схеми від проектної. У випадку, коли під час випробувань мають місце значні відхилення теплової схеми від проектної та параметрів від номінальних, доцільно використовувати метод приведення результатів шляхом повного перерахунку теплової схеми турбоустановки. Такий метод є більш універсальним, оскільки він враховує усі зміни параметрів та умов у їх взаємозв'язку. В загальних рисах цей метод викладений в Методичних вказівках [2] з рекомендацією виконувати перерахунок при умові незмінності витрати свіжої пари на турбіну.

Умова незмінності витрати свіжої пари на турбіну при перерахунку на номінальні параметри вимагає корекції ККД ЦВТ. Оскільки корекція ККД ЦВТ в деяких випадках може бути недостатньо точною, доцільно виконувати перерахунок теплової схеми за умови незмінного положення органів паророзподілу і тим самим зі збереженням дослідного значення ККД ЦВД. За цієї умови витрата свіжої пари при номінальних початкових параметрах визначається за формулою

$$G_0 = G_0^{\text{дос}} \sqrt{\frac{P_0^H V_0}{P_0 V_0^H}}, \quad (1)$$

де $G_0^{\text{дос}}$ – витрата свіжої пари в дослідних умовах, т/год; P_0^H – номінальний тиск свіжої пари перед ЦВТ, 240 кгс/см²; V_0 – питомий об'єм свіжої пари в дослідних умовах, м³/кг; P_0 – дослідний тиск свіжої пари перед ЦВТ, кгс/см²; V_0^H – питомий об'єм свіжої пари в номінальних умовах, 0,01336 м³/кг.

Для перерахунку характеристик турбіни на номінальні умови була складена комп'ютерна програма, яка є математичною моделлю турбоустановки, тобто системою рівнянь, що описують основні характеристики її елементів і побудовані по експериментальних даних. Перерахунок характеристик турбіни на номінальні умови і є рішенням цієї системи рівнянь, яке виконується шляхом послідовних наближень. Перерахунок закінчується, коли в i -ому та $(i+1)$ -ому наближеннях результати збігаються між собою з заданою точністю. Критеріями порівняння можуть бути, наприклад, тиски пари у відборах турбіни та витрати пари у відбори турбіни.

Результати досліджень

Основною величиною, котра характеризує ефективність роботи пари в проточній частині турбіни, є внутрішній відносний ККД. За результатами випробувань, визначені внутрішні відносні ККД циліндрів високого, середнього та низького тисків турбіни. ККД ЦВТ та ЧСТ визначалось по параметрах пари перед та на виході з циліндра. Внутрішній відносний ККД ЧНТ-ЦНТ розрахований, як ККД процесу розширення пари, початкова точка якого в дослідах з живильною турбопомпою (ЖТП) визначається тиском пари в ресиверах та середньозваженою ентальпією потоків пари на виході з ЧСТ і привідної турбіни живильної помпи (ТЖП). В дослідах з живильною електропомпою (ЖЕП), початкова точка визначається тиском та температурою пари в ресиверах. Кінцева точка процесу визначається тиском та ентальпією відпрацьованої пари. Ентальпія відпрацьованої пари знайдена з загального балансу потоків теплоти та потужності турбоустановки. Точність визначення ККД таким методом складає 3 % [2], оскільки на неї впливають похиби вимірювань практично усіх параметрів турбіни, в першу чергу витрат та потужності.

На рис. 2 показано залежності внутрішніх відносних ККД ЦВТ та ЧСТ від витрати свіжої пари, отримані за результатами випробувань, а також, для порівняння, нанесені розрахункові значення ККД циліндрів, котрі зазначені в табл. 1. Як видно з рисунка, фактичні значення ККД ЦВТ та ЧСТ збігаються з розрахунковими.

Залежність фактичного ККД ЧНТ-ЦНТ від витрати свіжої пари представлена на рис. 3. Точки на рисунку позначені розрахункова величина ККД ЧНТ-ЦНТ, зазначена в табл. 1. Як видно з рисунка, фактичне значення ККД ЧНТ-ЦНТ становить 86 % при номінальному навантаженні енергоблока, і знаходиться на рівні розрахункового значення заводу-виробника. Розрахункове значення ККД ЦНТ серійної турбіни К-300-240-2 ХТГЗ, підтверджене результатами гарантійних випробувань турбіни ст. 5 Тріпільської ТЕС, проведених Південним відділенням ОРГРЭС (організація по рационалізації государственных електрических станций), становить 81 %. Тобто, ККД ЧНТ-ЦНТ нової турбіни К-325-23,5 на 5 % вищий ніж турбіни К-300-240-2, завдяки уdosконаленням проточної частини, переліченими вище.

Після проведеної реконструкції гарантувалось збільшення номінальної потужності енергоблока до 325 МВт, і зниження питомої витрати теплоти на виробництво електроенергії до 1813,7 ккал/(кВт·год), в номінальних умовах роботи (табл. 1). Гарантії надані з допуском 1 % понад допуск на точність вимірювань [2].

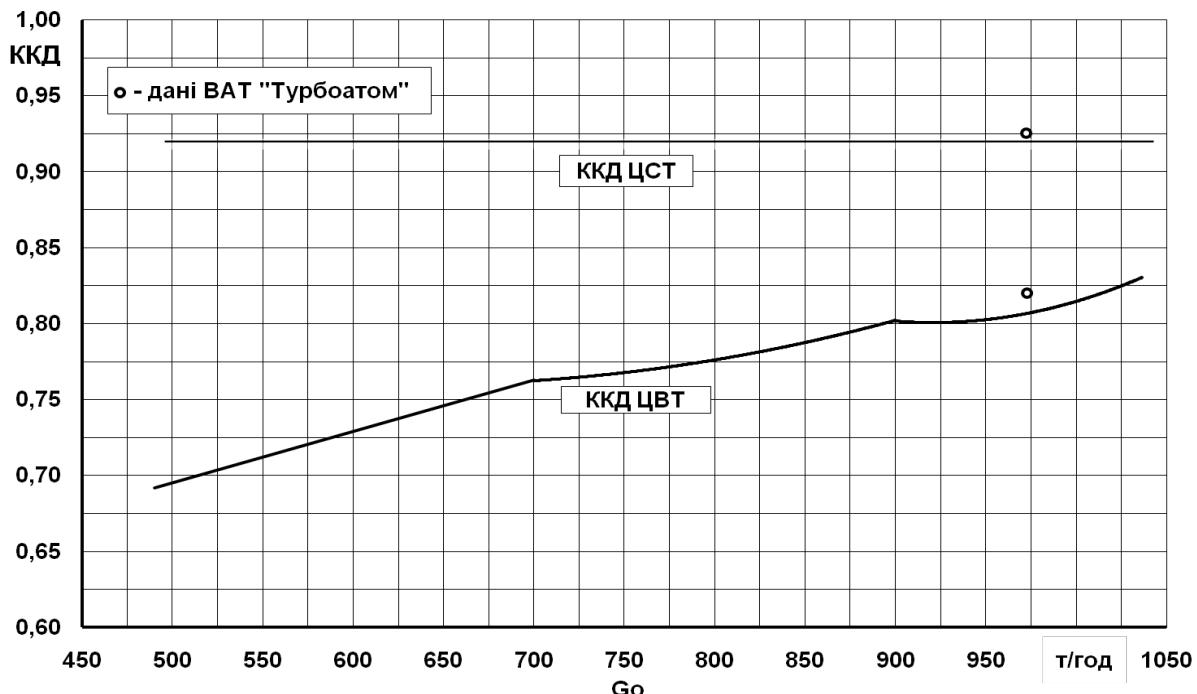


Рис. 2 – Внутрішній відносний ККД ЦВТ і ЦСТ і залежності від витрати свіжої пари на турбіну

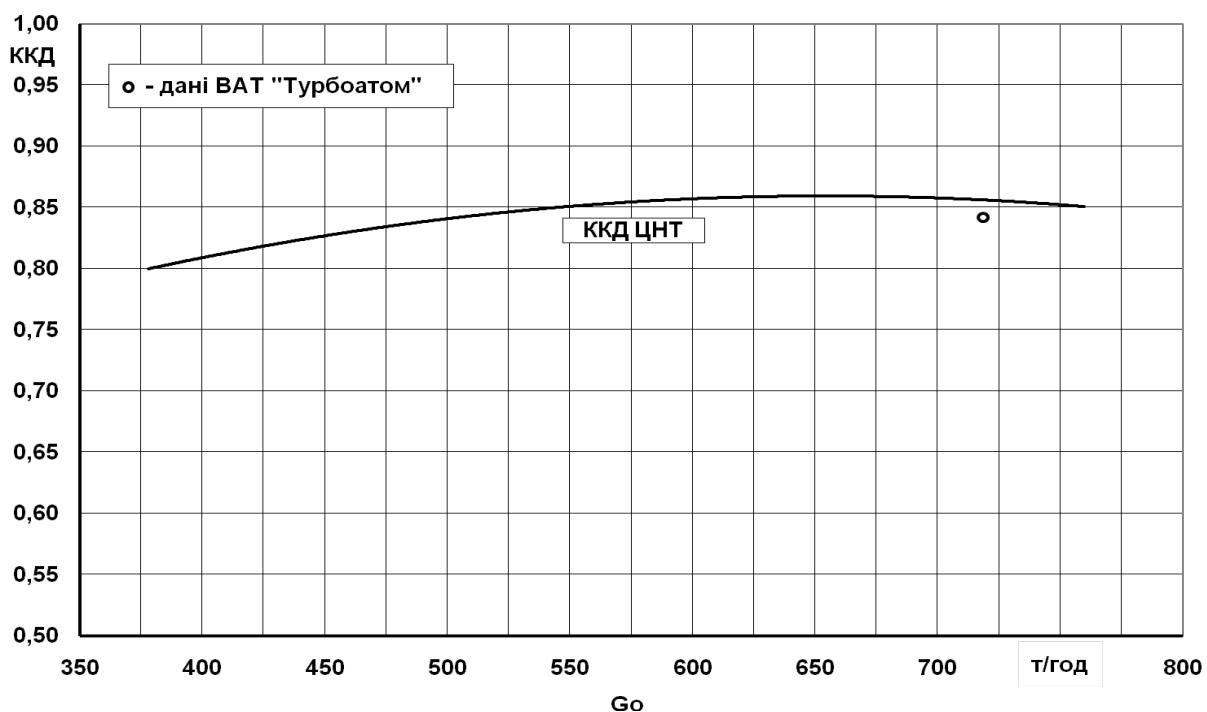


Рис. 3 – Внутрішній відносний ККД ЦНТ в залежності від сумарної витрати пари на вході в ЦНТ

Питома витрата теплоти брутто на виробництво електроенергії визначалась за формулою

$$q_t^{\text{бр}} = \frac{G_0(i_0 - i_{\text{жв}}) + G_{\text{пп}}(i_{\text{пп}} - i_{\text{хпп}})}{N_e + N_{\text{жн}}}, \quad (2)$$

де G_0 – витрата свіжої пари на турбіну, т/год; i_0 – ентальпія свіжої пари перед ЦВТ, ккал/кг;

$i_{\text{жв}}$ – ентальпія живильної води після підігрівачів високого тиску (ПВТ), ккал/кг; $G_{\text{пп}}$ – витрата пари гарячого промперегріву (ГПП), т/год; $i_{\text{пп}}$ – ентальпія пари ГПП перед ЦСТ, ккал/кг; $i_{\text{хпп}}$ – ентальпія пари до промперегріву (за ЦВТ), ккал/кг; N_e – електрична потужність на клемах

генератора, МВт; $N_{жн}$ – потужність живильного насоса, МВт.

Потужність турбіни в номінальних умовах визначалась за формулою

$$N_t = N_e + \Delta N_{p2} + \Delta N_{\cos \phi} + \Delta N_{cx}, \quad (3)$$

де N_e – електрична потужність на клемах генератора в дослідних умовах, МВт; ΔN_{p2} – поправка на відхилення тиску відпрацьованої пари в дослідних умовах від номінальних, МВт; $\Delta N_{\cos \phi}$ – поп-

равка на відхилення коефіцієнта потужності генератора від номінального, МВт; ΔN_{cx} – сумарна поправка на відмінності теплової схеми та параметрів в дослідних умовах від номінальних (крім тиску відпрацьованої пари).

Поправка ΔN_{p2} визначалась по «універсальній кривій» поправок до потужності на зміну тиску відпрацьованої пари, котра побудована за результатами випробувань і представлена на рис. 4.

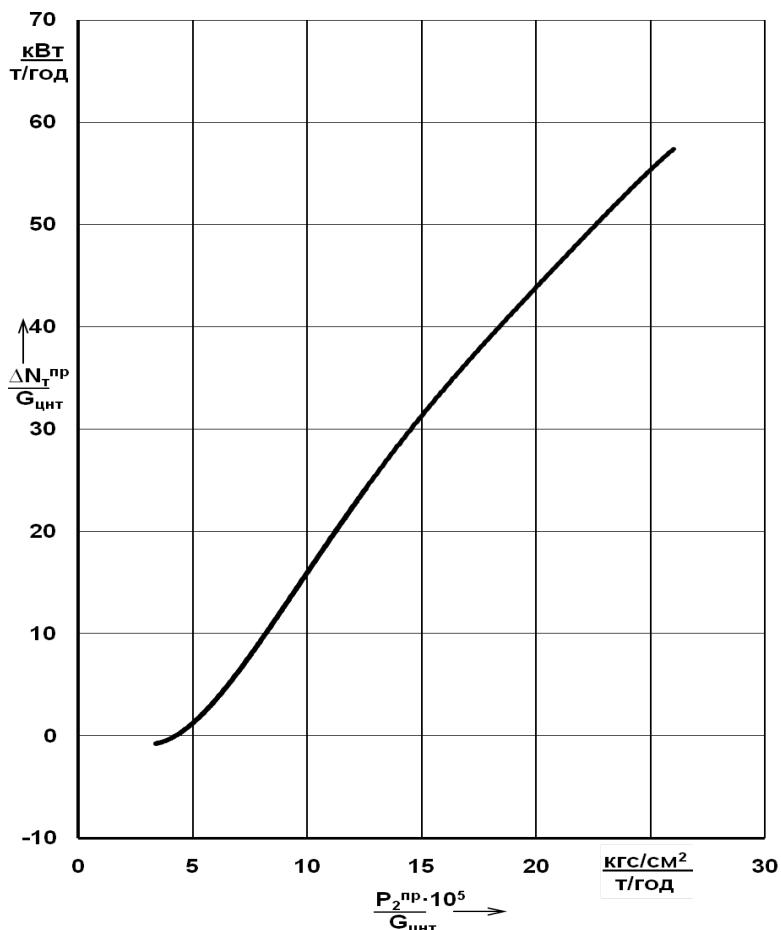


Рис. 4 – «Універсальна крива» поправок до потужності турбіни на зміну тиску відпрацьованої пари

Поправка на відхилення $\cos \phi$ від номінального визначалось по залежності електромеханічних втрат турбіни і генератора від потужності.

Поправка ΔN_{cx} чисельно дорівнює різниці внутрішніх потужностей турбіни в дослідних та номінальних умовах. Внутрішня потужність турбіни в дослідних умовах розраховується як сума внутрішніх відсіків турбіни з використанням дослідних параметрів та витрат пари. В номінальних умовах, внутрішня потужність розраховується з використанням параметрів та витрат пари, отриманих після перерахунку теплової схеми турбоустановки на номінальні умови.

Основна витратна характеристика турбоустановки представлена на рис. 5. На ній показано залежності витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти від електричної потужності. Для порівняння, показана залежність питомої витрати теплоти від електричної потужності для турбіни К-300-240-2 [3], і точкою показано гарантійне значення заводу-виробника.

Як видно з рис. 5, при електричній потужності 325 МВт, витрата свіжої пари складає 972 т/год, а питома витрата теплоти – 1847,5 ккал/(кВт·год). За даними заводу-виробника, гарантійне значення питомої витрати теплоти при номінальному навантаженні та номі-

нальних умовах складає 1813,7 з допуском 1 % понад допуск на точність вимірювань. Оскільки похибка визначення питомої витрати теплоти, розрахована по метрологічних характеристиках застосованих приладів, складає 1,44 %, то можна зробити висновок, що гарантії по потужності та питомій витраті теплоти витримані.

Якщо порівняти питому витрату теплоти на турбіну К-325-23,5 та на турбіну К-300-240-2 при електричній потужності 300 МВт, то з рис. 5 видно, що $q_t^{\text{бр}}$ турбіни К-325-23,5 складає 1852 ккал/(кВт·год), а турбіни К-300-240-2 – 1890 ккал/(кВт·год), що більше на 2 %.

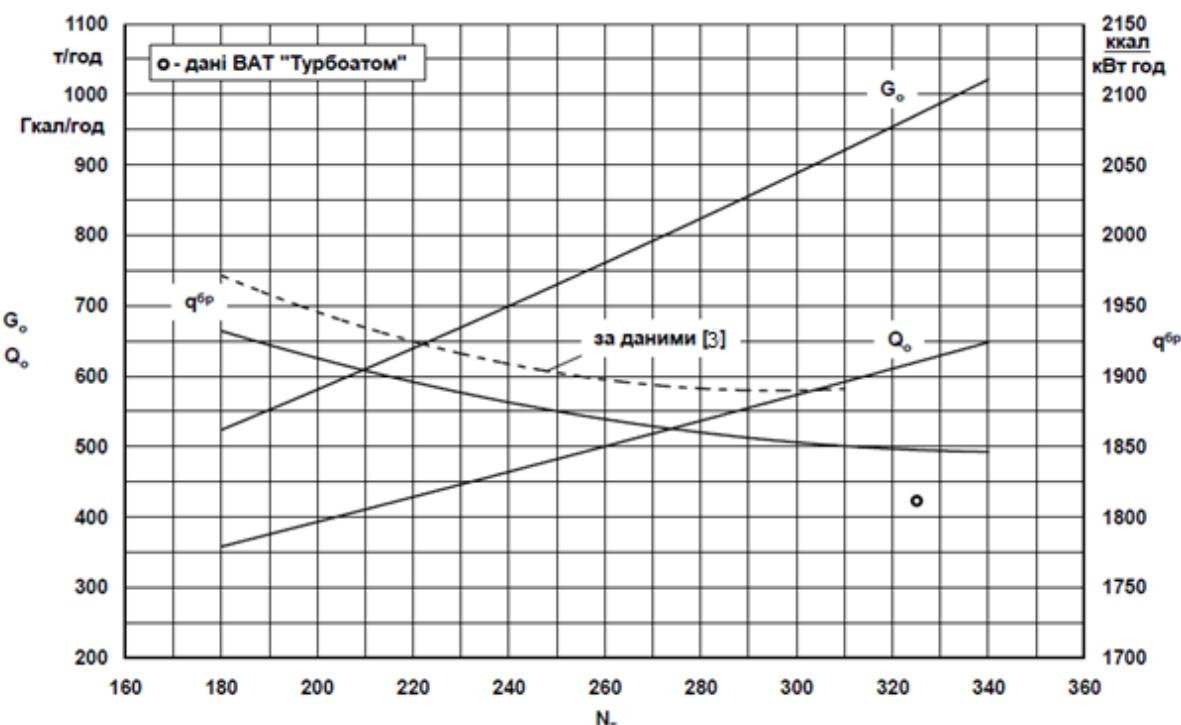


Рис. 5 – Витрати свіжої пари, повна та питома витрати теплоти брутто в залежності від електричної потужності

В загальному, для енергоблоку ст. № 1 ДТЕК Запорізька ТЕС [4], в результаті реконструкції було досягнуто зменшення витрати умовного палива на виробництво електроенергії з 365 г/(кВт·год) до 340 г/(кВт·год), також збільшення встановленої потужності до 325 МВт.

Висновки

1 Досліджено, що фактичні значення внутрішніх відносних ККД циліндрів високого, середнього та низького тиску, отримані за результатами теплових випробувань, практично відповідають розрахунковим значенням заводу-виробника.

2 На основі аналізу досліджень показано, що гарантії по потужності та питомій витраті теплоти витримані.

3 Встановлено, що рівень економічності турбіни К-325-23,5 вищий на 2 % у порівнянні з турбіною К-300-240-2.

4 Реконструкція енергоблоку ст. № 1 ДТЕК Запорізька ТЕС може вважатись успішною, завдяки досягненню усіх гарантійних техніко-економічних показників, та рекомендована до подальших впроваджень.

Список літератури

- Интегрированный отчет ДТЭК 2014 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.dtek.com/uk/investor-relations/annual-reports/2014>. – Заглавие с экрана. – 10.12.2015.
- МУ 34-70-093-84. Методические указания по тепловым испытаниям паровых турбин. – М. : ПО «Союзтехэнерго», 1986. – 100 с.
- Типовая энергетическая характеристика турбоагрегата К-300-240 ХТГЗ второй модификации. – М. : ОРГРЭС. Производственная служба обобщения и распространения передового опыта эксплуатации энергосистем и информации, 1976.
- Энергия в действии. Годовой отчет ДТЭК 2012 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.dtek.com/uk/investor-relations/annual-reports/2012>. – Заглавие с экрана. – 10.12.2015.

Bibliography (transliterated)

- 1 DTEK (2014), "Integrirovannyj otchet DTJeK 2014 [Integrated report DTEK 2014], available at: <http://www.dtek.com/uk/investor-relations/annual-reports/2014> (Accessed 10 December 2015).
- 2 (1986), MU 34-70-093-84. *Metodicheskie ukazaniya po teplovym ispytanijam parovyh turbin* [MY 34-70-093-84. Guidelines for thermal tests of steam turbines], PO "Sousztehntsergo", Moscow, Russia.
- 3 (1976), *Tipovaja jenergeticheskaja harakteristika turboagregata K-300-240 HTGZ vtoroj modifikacii* [Typical power characteristic of turbine K-300-240 HTGZ second modification], ORGRES Moscow, Russia.
- 4 DTEK (2012), "Jenergija v dejstvii. Godovoj otchet DTJeK 2012 [Energy in action. Annual report 2012]", available at: <http://www.dtek.com/uk/investor-relations/annual-reports/2012> (Accessed 10 December 2015).

Відомості про авторів (About authors)

Мисак Йосиф Степанович – доктор технических наук, профессор, завідувач кафедри теплотехніки, теплових та атомних електрических станцій, НУ «Львівська політехніка»; перший заступник генерального директора ПАТ «ЛьвівОРГРЕС», м. Львів, Україна, моб. тел. (096) 436-80-63.

Yosyp Mysak – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of department of Thermal Engineering and Thermal Power Stations, National University Lviv Polytechnic, Lviv, Ukraine.

Рябоконь Григорій Олександрович – провідний інженер турбінного цеху ПАТ «ЛьвівОРГРЕС», м. Львів, Україна, моб. тел. (097) 914-77-52, email: ryabokongr@gmail.com.

Gregory Ryabokon – lead engineer, Join Stock Company «LvivORGRES», Lviv, UKRAINE.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Рябоконь, Г. О. Порівняльні дослідження розрахункових техніко-економічних показників турбіни К-325-23,5 з результатами теплових випробувань [Текст] / Г. О. Рябоконь, Й. С. Мисак // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 72–80. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.10.

Please cite this article as:

Ryabokon, G. and Mysak, Y. (2016), "The Comparative Study of the Results of Thermal Acceptance Tests of the Steam Turbine K-325-23.5 with Guarantee Values". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 72–80, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.10.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Рябоконь Г. А. Сравнительные исследования расчетных технико-экономических показателей турбины К-325-23,5 с результатами тепловых испытаний [Текст] / Г. А. Рябоконь, Й. С. Мысак // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 72–80. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.10.

АННОТАЦИЯ В статье приводится сравнение расчётных гарантированных технико-экономических показателей турбины К-325-23,5 и именно коэффициентов полезного действия цилиндров высокого, среднего и низкого давления а также удельного расхода теплоты на производство электрической энергии с результатами тепловых испытаний турбины ст. № 1 ДТЭК Запорожской ТЭС. Также описывается способ приведения опытных данных, полученных в результате тепловых испытаний турбины, к номинальным условиям для сравнения с расчётными гарантированными величинами.

Ключевые слова: реконструкция, энергоблок, испытания, внутренний относительный КПД, удельный расход теплоты, номинальные условия, математическая модель.

Надійшла (received) 08.01.2016

Ю. П. КУХТИН, В. М. ЛАПОТКО, С. А. ХОМЫЛЕВ

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОКРУЖНОЙ НЕОДНОРОДНОСТИ ПОТОКА НА СИЛОВОЕ НАГРУЖЕНИЕ ЛОПАТОК ТВД

АННОТАЦИЯ Одним из способов снижения динамических напряжений на рабочие лопатки, при условиях эксплуатации, близких к резонансным, может быть уменьшение внешних возбуждающих сил. В работе приведены результаты численного исследования влияния окружной неравномерности потока перед рабочим колесом на уровень нестационарных аэродинамических сил, приложенных к рабочим лопаткам турбины. При численном моделировании течения задавалась неоднородность поля полной температуры на входе в турбину, а также пленочное охлаждение соплового аппарата. Проведены расчёты нестационарных течений в ступени турбины высокого давления для трех вариантов геометрии соплового аппарата: 1 – с исходной геометрией, имеющей одинаковые площади геометрического горла в каждом межлопаточном канале; 2 – с геометрией, полученной чередованием двух типов секторов, по три канала в каждом, имеющих увеличенную a_2 или уменьшенную a_1 площадь горла; 3 – с геометрией, полученной чередованием каналов, имеющих увеличенную a_2 или уменьшенную a_1 площадь горла. По результатам Фурье-анализа нестационарных сил проведен спектральный анализ динамической составляющей этих сил. Получено снижение уровня нестационарных аэродинамических сил на рабочей лопатке по частоте $z \cdot f_n$, где f_n – частота вращения ротора, z – количество лопаток соплового аппарата.

Ключевые слова: нестационарное течение, возбуждающая аэродинамическая сила, ступень турбины.

Yu. P. KUKHTIN, V. M. LAPOTKO, S. A. KHOMYLYEV

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF CIRCUMFERENTIAL FLOW INHOMOGENEITY ON THE POWER LOADING OF HPT BLADES

ABSTRACT One of the methods used for the reduction of dynamic stresses in turbine blades when operating conditions are close to resonance conditions can be the reduction of external exciting forces. This scientific paper gives the data of numerical investigation of the influence of circumferential inhomogeneity before the turbine wheel on the level of nonstationary aerodynamic forces applied to turbine blades. With regard to the numerical flow simulation the full temperature field inhomogeneity was specified at the turbine inlet including the film deposition of the nozzle diaphragm. Nonstationary flows in the high pressure turbine stage were calculated for the three geometrical options of nozzle diaphragm: 1 – the initial geometry has the same area of geometric throat in each blade channel; 2 – the geometry obtained by the interlacing the two types of sectors; each includes three channels that have the enlarged area a_2 or the reduced area a_1 of throat; 3 – the geometry obtained by the interlacing of channels that have the enlarged area a_2 or the reduced area a_1 of throat; Using the Fourier – analysis data for nonstationary forces the spectral analysis of the dynamic component of these forces was done. A decrease in the level of nonstationary aerodynamic forces of $z \cdot f_n$ frequency was obtained for the turbine blade, where f_n is the rotor speed, z is the number of blades in the nozzle diaphragm.

Key words: nonstationary flow, exciting aerodynamic force, and the turbine stage

Введение

Прогресс в развитии современных турбомашин характеризуется применением высоконагруженных ступеней с высокими удельными параметрами, малыми размерами и весом. При создании таких двигателей существенно обостряется проблема обеспечения их надежности и долговечности. Окружная неоднородность набегающего потока газа является основным источником нестационарных аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки. Неравномерное поле параметров на выходе из камеры сгорания (КС), обусловленное дискретным количеством форсунок и конструктивными особенностями, взаимодействует с нижестоящим сопловым аппаратом (СА), имеющим дискретное количество лопаток. Таким образом, в сечении перед рабочим колесом (РК) турбины высокого давления (ТВД) получается существенно неоднородное распределение параметров. Эта неоднородность, при её взаимодействии с вращающимся РК, вызывает пульсации аэродинамической силы на рабочих лопатках с частотами, обусловленными количеством форсунок и лопаток СА.

При проектировании и доводке двигателя не всегда возможна полная отстройка от резонанса, так как спектр собственных частот рабочих лопаток (РЛ) может быть достаточно широким по отношению к диапазону рабочих оборотов ротора. Одним из направлений снижения динамических напряжений в РЛ при условиях эксплуатации, близких к резонансным, может быть уменьшение внешних возбуждающих сил [1].

Для ослабления интенсивности возбуждающих сил, практически без потери аэродинамической эффективности ступени турбины, возможно применение разношаговых решеток СА [1, 2]. В работе [3] было показано, что неоднородность поля полной температуры за КС является источником силового нагружения лопаток РК. Поэтому, для правильного определения полного спектра

сил, действующих на РЛ, необходимо также учитывать поле полной температуры T^* за КС.

Дополнительным фактором, влияющим на неоднородность потока, является падение полной температуры в закромочном следе СА, вследствие выдува охлаждающего воздуха. При численном моделировании, для максимального приближения к реальным условиям работы лопаток РК, следует учитывать и этот фактор.

Цель работы

Целью исследования является численная оценка влияния окружной неравномерности потока перед РК на уровень нестационарных аэродинамических сил, приложенных к рабочим лопаткам ТВД.

Изложение основного материала

Объект исследований

В качестве объекта для исследований была выбрана ступень турбины высокого давления авиационного двигателя, содержащая 29 сопловых и 82 рабочих лопатки.

На входе в расчетную область задавалось неравномерное в радиальном и в окружном направлениях поле полной температуры T^* и полного давления P^* , а также постоянные углы входа потока.

Параметры на входе в турбину были получены в результате численного расчета сектора камеры сгорания, содержащего одну из 16 форсунок. Полная окружная эпюра заторможенной температуры получалась копированием сектора в окружном направлении. Полученное таким образом поле температуры перед турбиной было теоретически ожидаемым, и существенно отличным от реальной эпюры, которая имеет значительно большие перепады температур.

На первые лопатки СА моделировалось пленочное охлаждение, а на втулочной и периферийной образующих проточной части турбины – выдув охлаждающего воздуха и утечки по стыкам полок (рис. 1).

Геометрия канала СА с увеличенной площадью горла получена уменьшением хорды исходной лопатки путем подрезки выходной кромки без изменения формы профиля в остальной части (рис. 2).

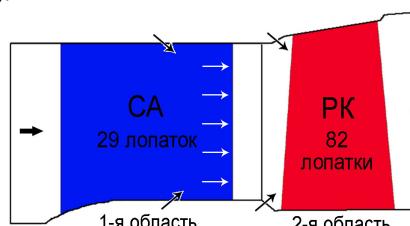


Рис. 1 – Геометрия расчётной области

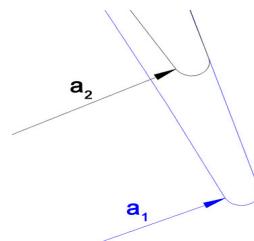


Рис. 2 – Геометрия профилей в области выходной кромки, образующих каналы СА с исходной (a_1) и увеличенной (a_2) площадью горла

Расчёты проводились для трёх вариантов СА:

1) с исходной геометрией, имеющей одинаковые площади геометрического горла в каждом межлопаточном канале;

2) с геометрией, полученной чередованием двух типов секторов, по три канала в каждом, имеющих увеличенную a_2 или уменьшенную a_1 площадь горла;

3) с геометрией, полученной чередованием каналов (через один), имеющих увеличенную a_2 или уменьшенную a_1 площадь горла.

Так как масштаб исследуемого явления был равен полному обороту, а также соотношение числа лопаток первого и второго венца не являются взаимно простыми числами, то в расчетные области были включены все межлопаточные каналы венцов (полный оборот).

Математическая модель и численный метод

Для моделирования течения газа в исследуемой области численно решались осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса (RANS) записанные в приближении тонкого слоя для цилиндрической системы координат [4]. При расчёте вязких турбулентных течений основные уравнения замыкались стандартной $k-\epsilon$ моделью турбулентности Лаундера-Сполдинга. Границные условия на твердой стенке для кинетической энергии турбулентности (TKE) и скорости диссипации TKE определялись с помощью пристеночной функции.

Решение системы уравнений проводилось с помощью численной схемы С.К. Годунова, имеющей 2-й порядок точности по пространству, с использованием процедуры распада произвольного разрыва. Вязкие компоненты аппроксимировались центральными разностями.

При выполнении расчётов использовалась сетка типа H содержащая для первого венца 3,3 млн. ячеек и для второго – 8 млн. ячеек (рис. 3).

Обсуждение результатов

В рассматриваемой геометрической области были проведены расчёты для трех вариантов СА с различными геометриями. Отношение полного давления на входе к полному давлению на выходе

достигало $P_0^*/P_2 = 3,4$. Среднемассовая температура газа на входе в турбину для первых трех расчётов составляла 1455 К. Число Рейнольдса, посчитанное по параметрам на выходе и ширине профиля РЛ, $Re = 4,5 \cdot 10^5$.

На рис. 4 приведен фрагмент расчетной области с мгновенным значением полной температуры в абсолютном для СА и в относительном для РК движении.

Неоднородность набегающего на рабочие лопатки потока обусловлена, прежде всего, закромочными следами от СА. Эта неоднородность дополнительно усугубляется температурными перепадами между горячим ядром потока и холодными струями от пленочного охлаждения пера лопатки и выдувов на втулочной и периферийной образующих тракта.

На рис. 5 и 6 приведено распределение на среднем радиусе безразмерной скорости M и полной температуры T^* для абсолютного (а) и относительного (б) движения.

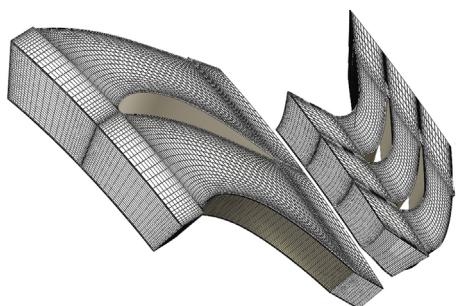


Рис. 3 – Расчётная сетка в первом и во втором венцах

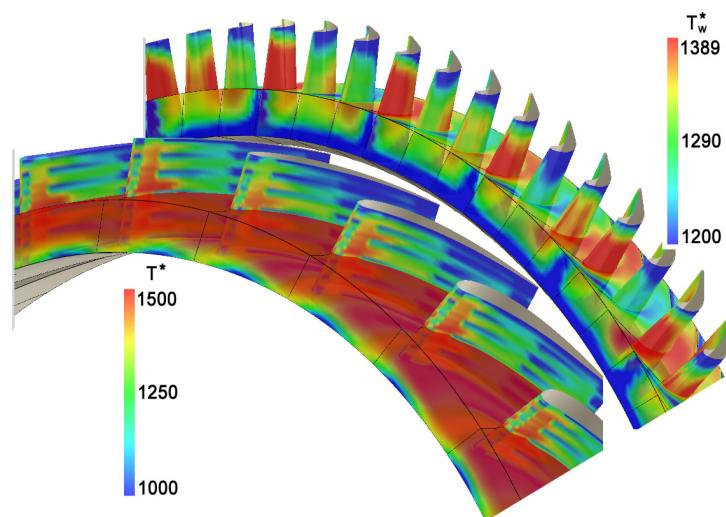


Рис. 4 – Фрагмент расчетной области с мгновенным распределением абсолютной в СА и относительной в РК полной температуры

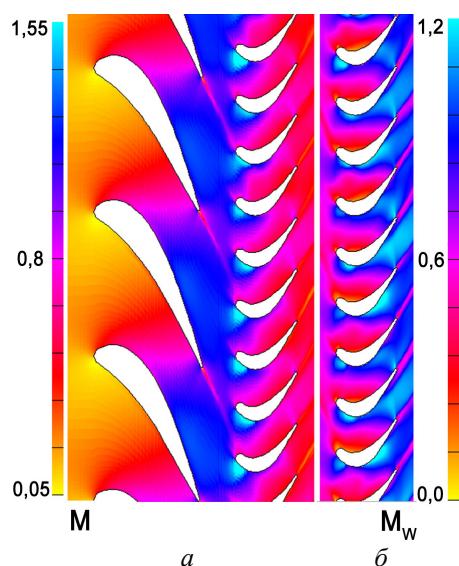


Рис. 5 – Поле числа M на среднем радиусе:
а – в абсолютном движении;
б – в относительном движении

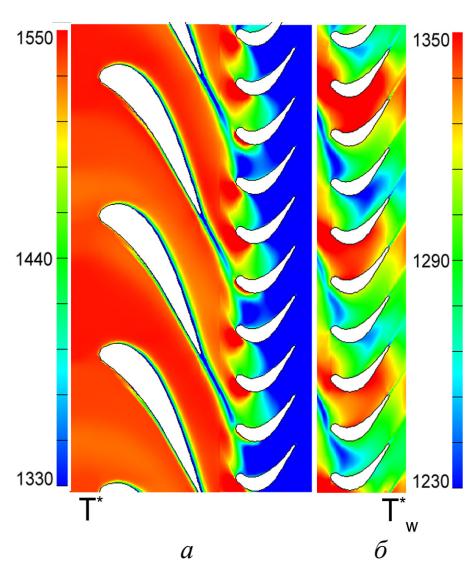


Рис. 6 – Поле полной температуры на среднем радиусе: а – в абсолютном движении;
б – в относительном движении

Перепад в окружном направлении осредненной по высоте полной температуры на входе в турбину составляет всего 55° . В сечении же перед рабочим колесом он достигает 370° в абсолютном движении и 235° в относительном. На рис. 7 приведены диаграммы окружного распределения осредненной по высоте полной температуры для сечения перед турбиной (0) и сечения перед РК для трех геометрий соплового аппарата (1–3). Температуры изображены в одном масштабе, для половины окружности венца. Прямыми линиями отмечены значения среднемассовой температуры. Аналогичные диаграммы для безразмерной скорости M изображены на рис. 8.

После достижения режима установившегося течения, для каждого варианта проводился расчёт в течение двух оборотов ротора, что соответствовало физическому времени $t = 0,00663$ с. Через определенное количество итераций производилась запись значений крутящего момента M_{kp} [Н·м] и осевой составляющей силы F_x [Н], приложенных к рабочей лопатке. Эпюры их изменения по времени

приведены на рис. 9 и 10. На рис. 9 видно, что амплитуда изменения крутящего момента, значение которой составляет $22,4$ Н·м, составляет 53% от среднего по времени абсолютного значения данного параметра (42 Н·м).

По результатам Фурье-анализа нестационарных сил получены спектральные диаграммы, представленные на рис. 11 и 12. На них в качестве аргумента взята величина, определяющая номер гармоники, $i = f/f_n$, где f – частота исследуемой функции, $1/\text{с}$; f_n – частота вращения ротора, $1/\text{с}$.

На диаграммах отчетливо выделяется 29-я гармоника и менее заметна, кратная ей, 58-я гармоника, обусловленные количеством лопаток СА. Нарушение строгого чередования межлопаточных каналов с одинаковой площадью горла, которое было применено во втором и третьем случаях геометрии СА, внесло дисгармонию во временном распределении возмущающей силы (рис. 9, 10), что выразилось в снижении амплитуды по основной гармонике и росте амплитуды гармоник в низкочастотной области (рис. 11, 12).

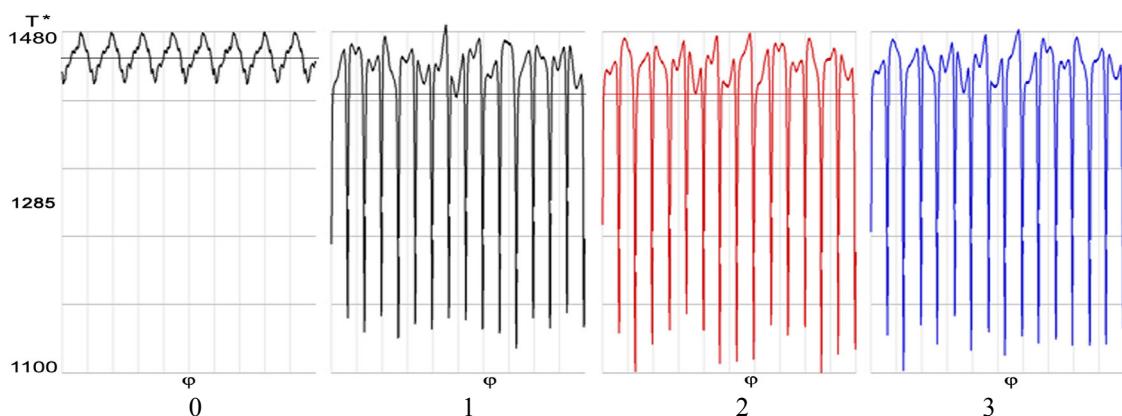


Рис. 7 – Распределение в окружном направлении осредненной по высоте полной температуры:
0 – сечение перед турбиной; 1 – сечение перед РК для первой геометрии СА; 2 – сечение перед РК для второй геометрии СА; 3 – сечение перед РК для третьей геометрии СА

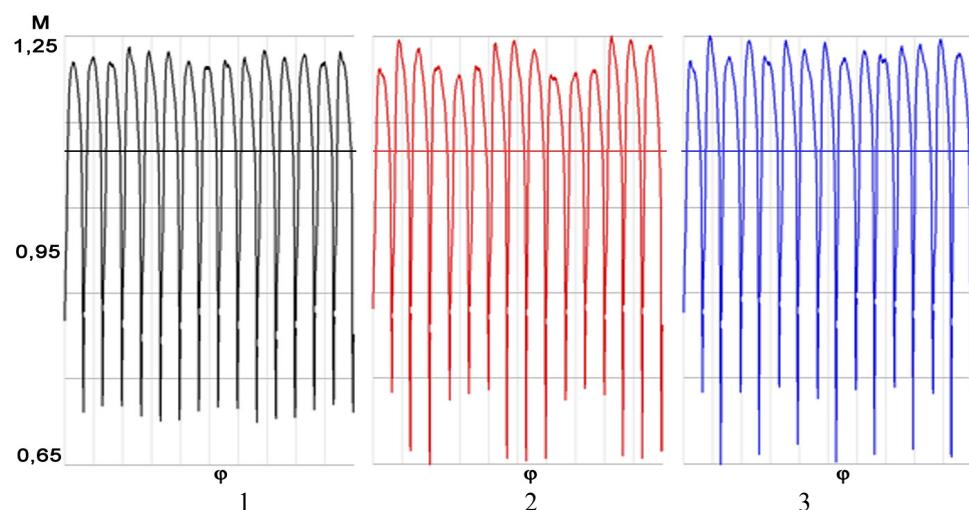


Рис. 8 – Распределение в окружном направлении осредненной по высоте скорости M в сечении перед РК:
1 – первая геометрия СА; 2 – вторая геометрия СА; 3 – третья геометрия СА

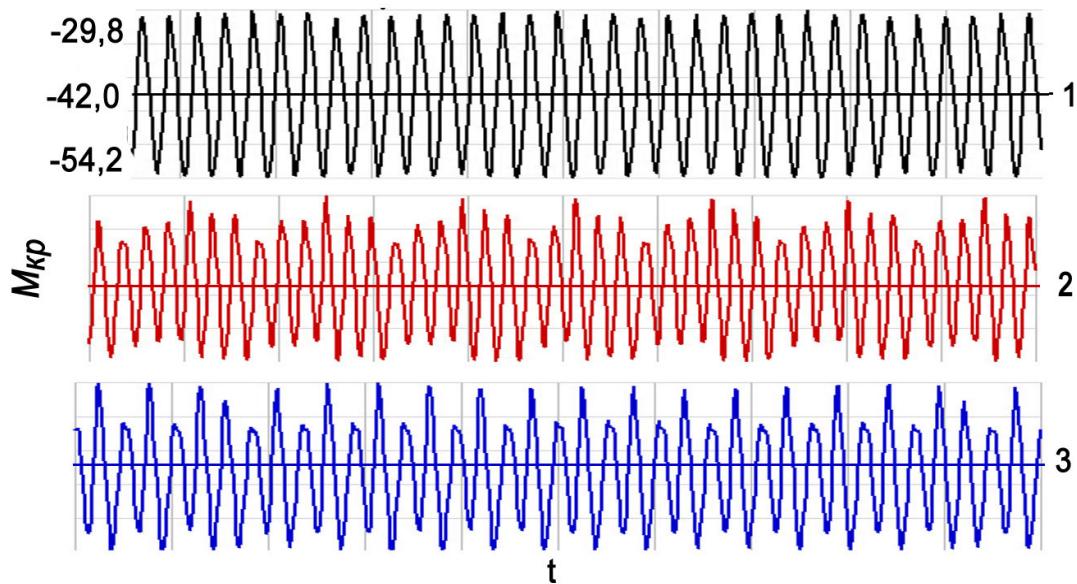


Рис. 9 – Епюри крутячого моменту, приложенного к перву РЛ:
1 – первая геометрия СА; 2 – вторая геометрия СА; 3 – третья геометрия СА

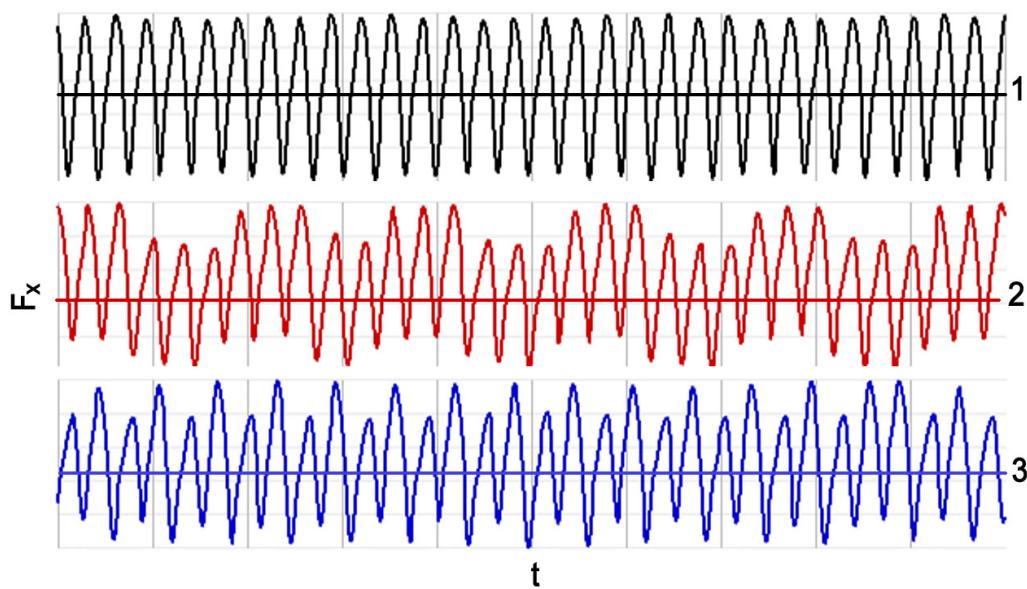


Рис. 10 – Епюры осевой составляющей силы, приложенной к перву РЛ:
1 – первая геометрия СА; 2 – вторая геометрия СА; 3 – третья геометрия СА

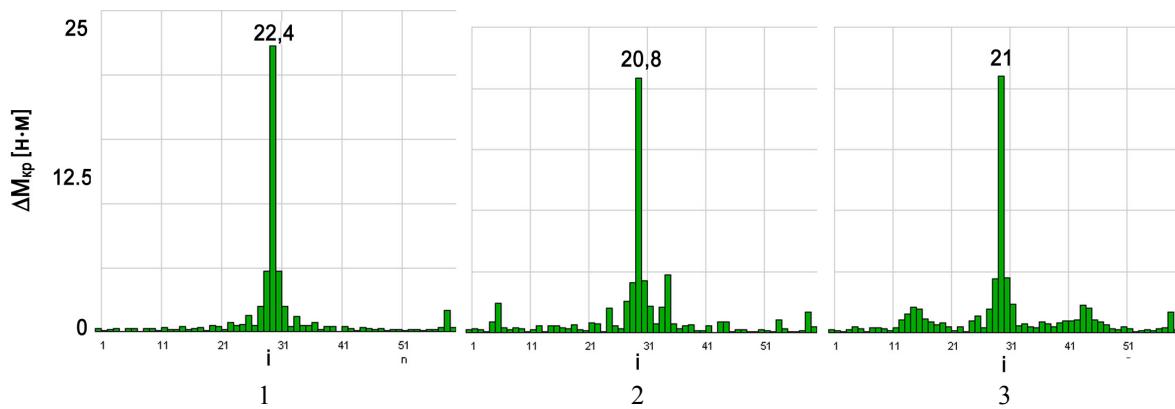


Рис. 11 – Спектрограммы крутячого момента, приложенного к перву РЛ:
1 – первая геометрия СА; 2 – вторая геометрия СА; 3 – третья геометрия СА

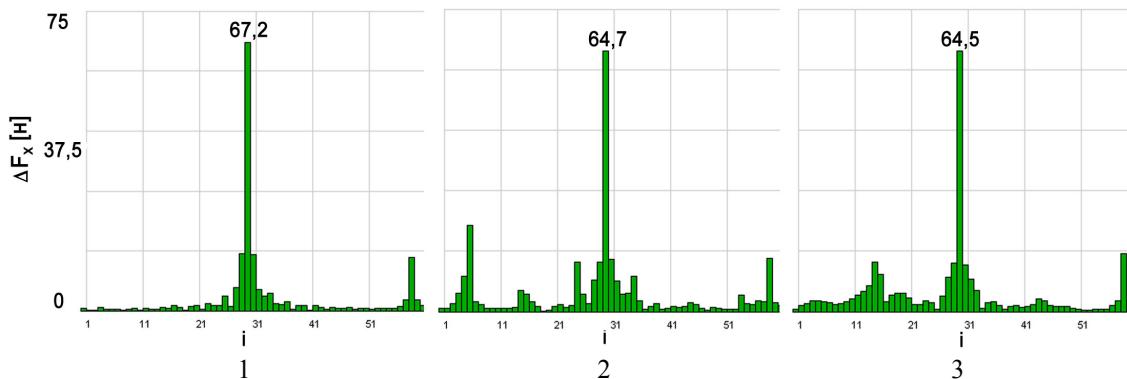


Рис. 12 – Спектрограммы осевой составляющей силы, приложенной к перу РЛ:
1 – первая геометрия СА; 2 – вторая геометрия СА; 3 – третья геометрия СА

Вследствие относительно равномерной входной эпюры полной температуры от камеры сгорания на среднем диаметре 16-я гармоника слабо наблюдается на рис. 12 во втором и третьем случаях.

Как видно из результатов, для второго и третьего вариантов геометрии СА наблюдается снижение динамической составляющей силы с частотой zf_n , действующей на рабочие лопатки турбины, где z – число лопаток в СА. Значение амплитуды крутящего момента для второй и третьей геометрии СА снизилось на 7,1 % и на 6,3 % соответственно. Для осевой составляющей силы снижение амплитуды составило 3,7 % и 4 % соответственно.

Снижение уровня нестационарных аэродинамических сил возможно осуществлять и путем выполнения решетки СА с нерадиально расположенным лопатками [1]. Эффективность применения таких конструктивных особенностей геометрии планируется рассмотреть в дальнейших исследованиях.

Выводы

По результатам численных исследований влияния окружной неравномерности параметров потока на динамические нагрузки, действующие на рабочие лопатки ТВД, можно сделать следующие выводы:

1) Для более полного моделирования нестационарного нагружения рабочих лопаток турбин необходимо учитывать все факторы, влияющие на конфигурацию аэродинамических сил: неравномерность поля температуры за камерой сгорания, следовую неравномерность от лопаток СА, неравномерность температуры вследствие выдувов охлаждающего воздуха на пере лопатки и полочных поверхностях.

2) Применение соплового аппарата с переменными по окружности площадями критических сечений каналов приводит к снижению аэродинамических возмущающих сил на лопатки с частотой zf_n . При этом необходимо следить за тем, что-

бы не произошло чрезмерного роста гармоник в низкочастотной области.

Список литературы

- 1 Самойлович, Г. С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин [Текст] / Г.С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
- 2 Кухтин, Ю. П. Анализ возможности ослабления резонансного режима работы рабочей лопатки, обусловленного возбуждением от вышестоящего соплового аппарата [Текст] / Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков : НАКУ «ХАИ», 2005. – Вып. 4/20. – С. 33–38. – ISSN 1727-7337.
- 3 Лапотко, В. М. Анализ возможности ослабления резонансного режима работы рабочей лопатки ТВД, обусловленного неравномерностью камеры сгорания по температуре [Текст] / В М Лапотко, Ю П. Кухтин // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков : НАКУ «ХАИ», 2005. – Вып. 8/24. – С. 127–133. – ISSN 1727-7337.
- 4 Кухтин, Ю. П. Верификация метода численного моделирования отрывных течений газа [Текст] / Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко, Г. И. Слынько // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков : НАКУ «ХАИ», 2013. – Вып. 8(105). – С. 35–39. – ISSN 1727-7337.

Bibliography (transliterated)

- 1 Samoylovich, G. S. (1975), Vozbuzhdenie kolebanij lopatok tur-bomashin [Vibration excitation of the turbomachines blades], Mashinostroenie, Moscow, SSSR.
- 2 Kukhtin, Yu. P. and Lapotko, V. M. (2005), "Analiz vozmozhnosti oslablenija rezo-nansnogo rezhma raboty rabochej lopatki [Analysis of possibilities for attenuating resonance operation conditions of rotor blades caused by excitations from upstream NGV]", Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Engineering&Technology], vol. 4/20, pp. 33–38, ISSN 1727-7337.
- 3 Lapotko, V. M. and Kukhtin, Yu. P. (2005) "Analiz vozmozhnosti oslablenija rezo-nansnogo rezhma raboty rabochej lopatki TVD, obu-slovnennogo neravnomernost'ju kamery sgoranija po temperaturje [Analysis of possibilities for attenuating resonance operating conditions of HPT rotor blade caused by tempera-

- ture non-uniformity of combustion chamber]", Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Engineering&Technology], vol. 8/24, pp. 127–133, ISSN 1727-7337.
- 4 **Kukhtin, Yu. P., Lapotko, V. M. and Slynko, G. I.** (2013), "Verifikacija metoda chislennogo modeli-
- rovaniya otryvnyh techenij gaza [Verification of the numerical method for detached flows solution]", Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Engineering&Technology], vol. 8(105), pp. 35–39, ISSN 1727-7337.

Сведения об авторах (About authors)

Кухтин Юрий Петрович – кандидат технических наук; ведущий инженер ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина; e-mail: flow_gd2@mail.ru, тел. +38 (066) 791-41-95.

Kukhtin Yuriy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), advanced engineer of Zaporizhia Machine-Building Design Bureau "Progress" State Enterprise named after Academician O.H. Ivchenko, Zaporozhye, Ukraine.

Лапотко Василий Михайлович – кандидат технических наук; ведущий инженер ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина; e-mail: flow_gd@mail.ru.

Lapotko Vasyl – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), advanced engineer of Zaporizhia Machine-Building Design Bureau "Progress" State Enterprise named after Academician O.H. Ivchenko, Zaporozhye, Ukraine.

Хомылев Сергей Александрович – ведущий конструктор ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина; e-mail: KhomylevSA@ivchenko-progress.com.

Khomylyev Sergey – project engineer of Zaporizhia Machine-Building Design Bureau "Progress" State Enterprise named after Academician O.H. Ivchenko, Zaporozhye, Ukraine

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Кухтин, Ю. П. Численное исследование влияния окружной неоднородности потока на силовое нагружение лопаток ТВД [Текст] / **Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко, С. А. Хомылев** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 81–87. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.11.

Please cite this article as:

Kuhtin, Y., Lapotko, V. and Homylev, S. (2016), "Numerical Investigation of the Influence of Circumferential Flow Inhomogeneity on the Power Loading of HPT Blades", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 81–87, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.11.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Кухтин, Ю. П. Чисельне дослідження впливу окружної неоднорідності потоку на силове навантаження лопаток ТВТ [Текст] / **Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко, С. О. Хомилев** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 81–87. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.11.

АНОТАЦІЯ Одним із способів зниження динамічних напружень на робочі лопатки, за умов експлуатації, близьких до резонансних, може бути зменшення зовнішніх збуджуючих сил. У роботі наведені результати чисельного дослідження впливу окружній нерівномірності потоку перед робочим колесом на рівень нестационарних аеродинамічних сил, прикладених до робочих лопаток турбіни. При чисельному моделюванні течії задавалася неоднорідність поля повної температури на вході в турбін, а також пливкове охолодження соплового апарату. Проведено розрахунки нестационарних течій в ступені турбіни високого тиску для трьох варіантів геометрії соплового апарату: 1 – з вихідної геометрією, що має однакові площи геометричного горла в кожному межеплаточному каналі; 2 – з геометрією, отриманої чергуванням двох типів секторів, по три канали в кожному, що мають збільшенну A_2 або зменшену a_1 площа горла; 3 – з геометрією, отриманої чергуванням каналів, що мають збільшенну A_2 або зменшену a_1 площа горла. За результатами Фур'є-аналізу нестационарних сил проведено спектральний аналіз динамічної складової цих сил. Отримано зниження рівня нестационарних аеродинамічних сил на робочої лопатці по частоті zfn , де fn - частота обертання ротора, z - кількість лопаток соплового апарату.

Ключові слова: нестационарне протягом, збудлива аеродинамічна сила, ступінь турбіни.

Поступила (received) 08.01.2016

A. I. БАБАЕВ, В. Н. ГОЛОЩАПОВ

ВЕРИФІКАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РЕГУЛІРУЮЩОГО КЛАПАНА ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

АННОТАЦІЯ В статье представлены результаты численного исследования расходной характеристики регулирующего клапана части высокого давления турбины К-300-240 ПАО «Турбоатом». Рассмотрены поля газодинамических параметров в клапанном канале и получена величина приведенного расхода в зависимости от относительного подъема чаши клапана и относительного давления. Выполнено сопоставление полученных результатов расчетов с результатами соответствующих натуральных экспериментов.

Ключевые слова: регулирующий клапан, парораспределение, коэффициент расхода, верификация.

A. I. BABAYEV, V. N. GOLOSHCHAPOV

VERIFICATION OF THE DATA OF NUMERICAL INVESTIGATIONS OF THE FLOW MOTION IN THE STEAM TURBINE CONTROL VALVE CHANNEL

ABSTRACT The improvement of the structure design of control valves using the contemporary methods of computational gas dynamics (CFD) requires the verification of used mathematical model, which is the top-priority problem. This scientific paper gives the comparison of the data of numerical investigation of the flow motion in the Venturi-type control valve in the high pressure section of the turbine K-300-240 with full-scale test data. A satisfactory agreement with experimental data with regard to the value of the reduced flow coefficient and the pressure distribution along the bypass of valve seat and valve cup has been shown. A relative error of the definition of reduced flow is within 10,2 % and for the average integral pressure distribution along the bypasses of valve seat and valve cup for all modes it is equal to 5 %. It has also been shown that the solution of problem in the axial symmetry statement gives an opportunity to significantly reduce the scope of computations, but it fails to provide an opportunity for taking into account in full the nonstationary effect of flow on actuated valve parts.

Key words: control valve, steam distribution, flow coefficient, and the verification.

Введение

Течение среды в проточных частях регулирующих клапанов характеризуется наличием сложной вихревой структуры [1–7]. Исходя из этого, традиционно гидродинамические характеристики регулирующей арматуры определяются в результате экспериментальных исследований натурных моделей на специальных стендах. Процесс реализации этих исследований является достаточно затратным по временным и материальным ресурсам.

На сегодняшний день альтернативой натурным исследованиям может являться численный эксперимент. Современное развитие вычислительной техники и численных методов расчета газовой динамики (CFD), в основе которых лежит решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса, дает возможность моделировать течения жидкостей в проточных частях различной конфигурации [5, 8–11].

Для замыкания исходной системы дифференциальных уравнений используют те или иные модели турбулентности, уравнения которых дополнены экспериментальными данными полученными на канонических моделях потока. При этом переход к задачам другого типа увеличивает вероятность возможной ошибки, что требует первоочередной верификации используемой математической модели [5, 8].

Цель работы

Цель данного исследования заключается в верификации математической модели расчета газодинамики регулирующих клапанов для последующего исследования их расходных и силовых характеристик.

Изложение основного материала

В качестве объекта исследования был выбран регулирующий клапан (РК) типа Вентури части высокого давления турбины К-300-240 ПАО «Турбоатом». Результаты его натурных испытаний на воздушном стенде завода представлены в [12].

Геометрическая модель проточной части исследуемого клапана представлена на рис. 1.

Конструктивные особенности РК:

- отсутствие тракта разгрузки;
- односторонний подвод рабочего тела в паровую коробку;
- наличие разделительного ребра на противоположной входному патрубку стороне паровой коробки;
- клапанный канал образованный конусообразной чашей и диффузорно-конфузорным седлом.

Основные геометрические характеристики РК: диаметр посадки чаши на седло 74,5 мм, диаметр горла диффузора 62,7 мм, угол раскрытия диффузорной части седла 12°, степень расширения диффузора 1,13.

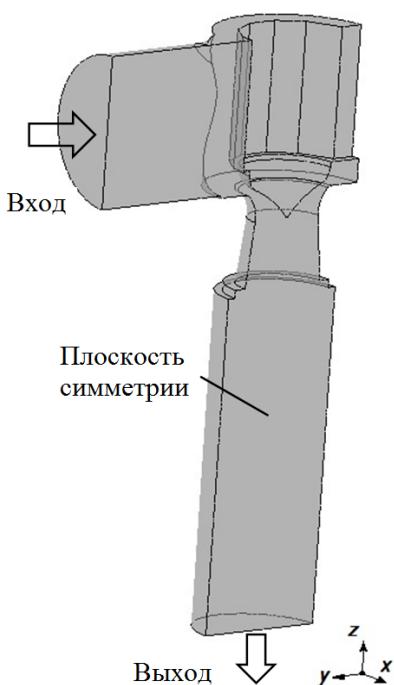


Рис. 1 – Геометрическая модель проточной части РК

При обработке результатов расчета определялась пропускная способность клапана, а так же строились графики распределения статического давлений вдоль обвода седла и чаши.

Пропускная способность РК аналогично эксперименту [12] определялась по величине приведенного расхода, определяющего отношение действительного расхода к расходу при критическом истечении

$$q = \frac{G}{G_*} = f(h, \varepsilon), \quad (1)$$

где $h = H/D$ – относительный подъем клапана, определяемый как отношение подъёма чаши к диаметру посадки чаши на седло; $\varepsilon = P_2/P_0$ – относительное давление, определяемое как отношение статического давлению за диффузорной частью седла к статическому давлению на входе в паровую коробку.

Величина расхода при критическом истечении определялся из следующего выражения

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

где F – определяющая площадь, взятая по диаметру посадки клапана; k – показатель изоэнтропы (для воздуха $k = 1,4$); V_0 – удельный объем потока на входе в паровую коробку клапана, определяемый по статическим параметрам.

Поскольку структура потока в проточной части РК в значительной степени зависит как от положения клапана, так и от режима его работы [3,

7], сопоставление результатов расчета с экспериментом необходимо проводить в достаточно большом диапазоне работы РК. Для учёта этой особенности численное исследование проводилось для относительного положения РК $h = 0,0536; 0,1342; 0,224$, при относительном давлении $\varepsilon = 0,5; 0,8; 0,9; 0,95$.

Для уменьшения объема вычислений задача решалась в осесимметричной постановке.

Возможность применения такого подхода реализовано на основании анализа результатов натурных испытаний клапана [12]. В ходе эксперимента были выполнены замеры давлений вдоль поверхности седла и чаши в различных плоскостях относительно оси штока. Авторами показано, что неравномерность распределения давлений вдоль окружности седла и чаши клапана во всем диапазоне работы клапана незначительна и ее максимальное значение не превышает 6 %.

Аналогичный прием при моделировании течения в проточной части РК, имеющего в своей конструкции разделительное ребро, использован в работе [1]. Показано, что пренебрежение перемещением вихревых структур в направлении попечном к плоскости геометрической симметрии не вносит существенных погрешностей для качественного анализа пропускной способности РК проводимого, как правило, в стационарной постановке.

Расчетная сетка тетраэдрического типа с призматическим подслоем строилась из условия обеспечения $y^+ < 3$ (в работе [10] показано, что большие значения y^+ в значительной мере влияют на точность расчета). Поскольку отрыв потока как правило происходит уже при входе в паровую коробку клапана, расчетная сетка для всех исследуемых вариантов характеризовалась достаточной густотой, особенно в местах наиболее резкого изменения параметров потока между седлом и чашей клапана. Количество ячеек по толщине пограничного слоя составляло 15. Относительный рост ячеек в основной сетке и пограничном слое не превышал 1,2.

Границными условиями на входе в РК для всех исследуемых вариантов расчета являлось полное давление 0,5 МПа и температура 25 °C. Входная степень турбулентности принималась на уровне 5 %. На выходе задавалось статическое давление. В качестве рабочего тела использовался воздух. Изменение вязкости от температуры определялось по формуле Сатерленда, зависимость теплоемкости от температуры вводилась при помощи полинома.

Для описания турбулентного течения использовалась модель турбулентности SST Ментера [13]. Ряд исследований, проводимых различными авторами при моделировании течения, характеризующегося наличием сложных вихревых структур,

показал приемлемое совпадение результатов расчета с экспериментальными значениями при использовании данной модели [9, 11].

В первом приближении для первых 50 итераций величина расчетного шага по времени задавалась 0,001 сек. Далее, с учетом полученных результатов, шаг рассчитывался из условия Куранта

$$C = \frac{u\Delta t}{\Delta x}, \quad (3)$$

где u – средняя скорость в домене; Δt – искомый шаг по времени; Δx – средний размер ячейки сетки.

В дальнейшем временной шаг при необходимости корректировался вручную для достижения требуемой точности по невязкам, стабилизации графика результатов расчета расхода пара на входе и выходе из модели.

На рис. 2 представлено сопоставление величины приведенного коэффициента расхода клапана, определенного по результатам численного моделирования, с экспериментальными кривыми, полученными в процессе аппроксимации.

Из рис. 2 видно приемлемое совпадение расчетных и экспериментальных значений. Наибольшие отклонения наблюдаются при относительных подъемах $h = 0,1342$, $h = 0,224$ и режиме $\varepsilon = 0,9$. Более близкие результаты получены во всем диапазоне относительного открытия $h = 0,0536$ и режимах близких к установлению критического истечения в клапане. Максимальное относительное отклонение расчётной величины приведённого расхода в результате не превышает 10,2 %.

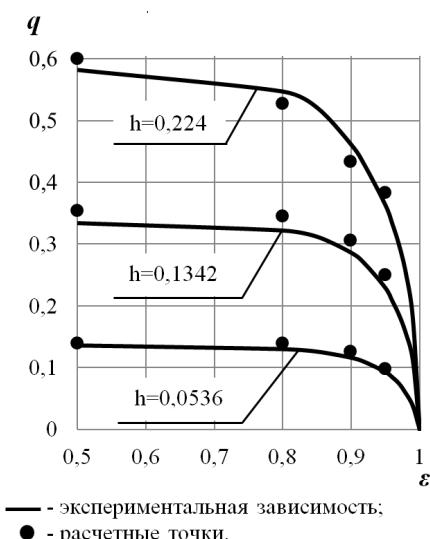


Рис. 2 – Зависимость коэффициента расхода РК от относительного подъема и относительного перепада давлений на клапан

На рис. 3 представлено распределение статического давления вдоль обвода седла и чаши клапана для двух вариантов расчёта.

Значения давления представлены в относительной величине от давления на входе в клапан. Характер изменения параметров соответствует результатам теоретических и экспериментальных исследований других авторов [3, 6]. Среднеинтегральная погрешность между экспериментальными и расчётными величинами давлений не превышает 5 %.

На рис. 4 для этих же вариантов расчёта показано распределение вектора скорости вдоль клапанного канала в плоскости геометрической симметрии.

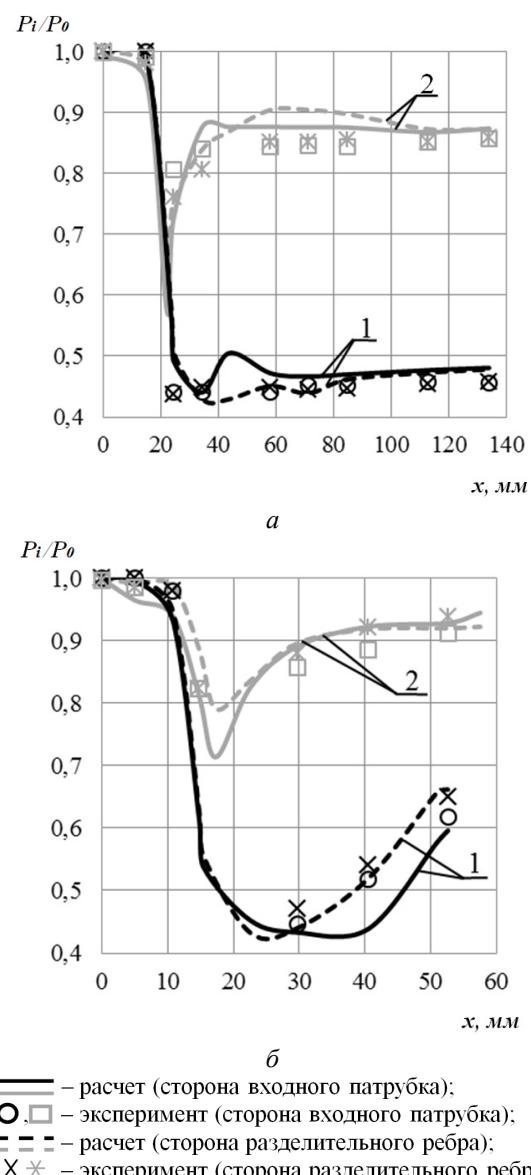


Рис. 3 – Распределение статического давления вдоль клапанного канала:
а – распределение давлений вдоль седла; б – распределение давлений вдоль чаши клапана;
1 – $h = 0,0536$, $\varepsilon = 0,5$; 2 – $h = 0,1342$, $\varepsilon = 0,9$

Картина обтекания соответствует фотографиям, полученным с помощью прибора Теплера, в процессе оптического исследования структуры потока в плоской модели РК Вентури [7].

Обсуждение результатов

В процессе выполнения стационарных расчётов для всех исследуемых вариантов были видны тенденции нестационарного поведения – периодические колебания невязок. Для достижения требуемой сходимости количество итераций варьировалось от 200...600.

Результаты визуализации картины течения в проточной части РК показали наличие развитого вихревого течения для всех вариантов расчётов.

Присутствие стабильных, малочувствительных к изменению режима обтекания мелких вихревых структур можно наблюдать в районе разделительного ребра паровой коробки клапана. Данные вихри возникают вследствие диффузорного течения в паровой коробке, вызванного увеличением удельной проходной площади канала.

Основные изменения в структуре вихревого течения наблюдаются в районе клапанного канала, за дроссельным диаметром. Большой угол раскрытия диффузора и отсутствие развитой конфузорной части седла приводят к тому, что диффузор является дополнительным генератором вихревого течения. Торможение потока происходит при входе в отводящий патрубок вследствие внезапного расширения за переходными уступами седла.

Анализируя распределение давлений вдоль клапанного канала, следует отметить большую по сравнению с экспериментом неравномерность распределения параметров вдоль обвода клапана. Это обстоятельство может привести к некоторому увеличению поперечного усилия, воспринимаемого чашей. Определение осевого усилия на чаше может быть посчитано с достаточной точностью, поскольку среднеинтегральная погрешность в распределении давлений вдоль обводов чаши достаточно мала.

Характер изменения давлений вдоль седла зависит как от положения клапана, так и режима его работы. Это обстоятельство определяет знак результирующего усилия на седле, которое аналогично осевому усилию на чаше и может быть посчитано с достаточной точностью.

Превышение расчетных значений приведенного расхода q над экспериментальной зависимостью наблюдается на подавляющей части исследуемых режимов. Это обстоятельство можно объяснить решением осесимметричной задачи. В перпендикулярном направлении вдоль плоскости симметрии вихревые структуры не перемещаются, что приводит к увеличению осевой составляющей скорости потока.

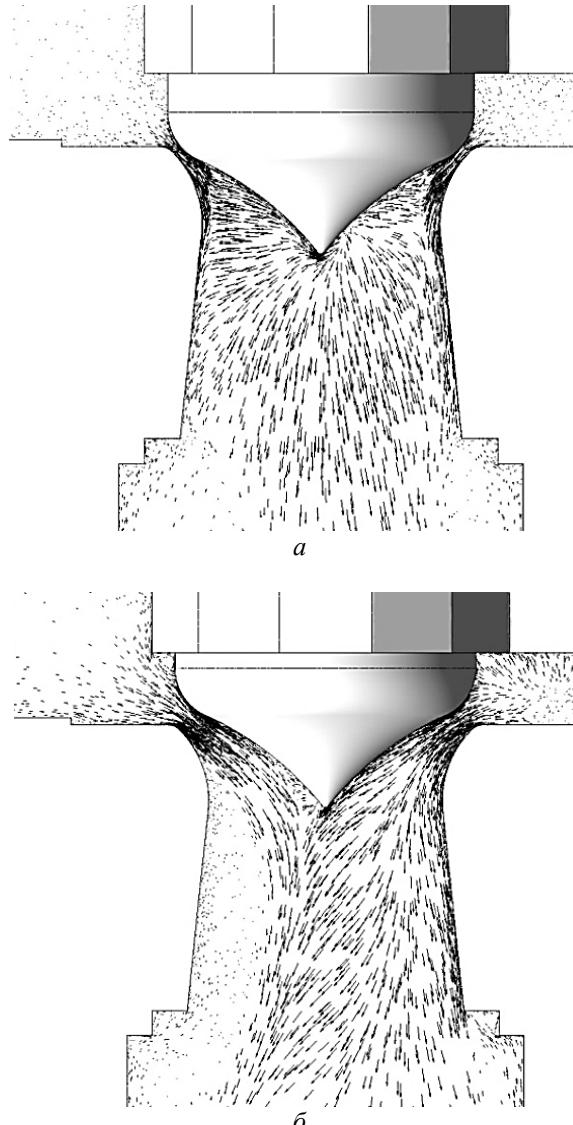


Рис. 4 – Распределение вектора скорости вдоль клапанного канала:
а – $h = 0,0536$, $\varepsilon = 0,5$; б – $h = 0,1342$, $\varepsilon = 0,9$

Из этого следует, что для определения нестационарных усилий действующих на подвижные детали клапана необходимо решать нестационарную задачу. При этом использование плоскости симметрии является некорректной, так как перемещение вихревых структур в направлении перпендикулярном плоскости симметрии могут вызывать пульсации давлений, действующих на клапан.

Выводы

1 Результаты численного исследования течения в проточной части РК типа Вентури показали удовлетворительное совпадение с результатами эксперимента, как по величине приведенного расхода, так и по распределению давлений вдоль обвода седла и чаши клапана.

Максимальная относительная погрешность в определении приведенного расхода не превышает 10,2 %.

Относительная погрешность в средненеинтегральном распределении давлений вдоль обводов седла и чаши клапана для всех режимов не превышает 5 %.

2 Решение задачи в осесимметричной постановке дает возможность значительно уменьшить объем вычислений, не позволяет в полной мере решать задачи обеспечения надежной работы клапана.

3 Для определения нестационарных усилий воздействующих на подвижные детали клапана необходимо решать нестационарную задачу в полностью трехмерной постановке. При этом использование плоскости симметрии является некорректной, так как перемещение вихревых структур в направлении перпендикулярном плоскости симметрии могут вызывать пульсации давлений, действующих на чашу.

Список литературы

- 1 Агафонов, Б. Н. Тurbulentnyiy potok v reguliruyushchih klapanah parovyih turbin: vozmozhnosti chislennogo modelirovaniya v usloviyah realnoy geometrii [Tekst] / Б. Н. Агафонов, Д. К. Зайцев, А. И. Кириллов и др. // Известия РАН Энергетика. – 2000. – № 3. – С. 39–46. – ISSN 0002-3310.
- 2 Bednar, L. Flow visualization in control valve with profiling cone [Text] / L. Bednar, L. Tajc, M. Miczan, L. A. Felberg // 18-th International Conference: Engineering Mechanics 2012. – Svatka, Czech Republic. – 2012. – P. 97–101.
- 3 Дейч, М. Е. Течение перегретого и влажного пара в регулирующих клапанах паровых турбин [Текст] / М. Е. Дейч, О. Г. Сапунов, В. К. Шанин // Теплоэнергетика. – 1979. – № 4. – С. 27–31.
- 4 Дейч, М. Е. Гидрогазодинамика [Текст] : учеб. пособие для вузов / М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.
- 5 Зарянкин, А. Е. Результаты математического моделирования течений в новом стопорно-регулирующем клапане [Текст] / А. Е. Зарянкин, В. В. Носков, С. В. Арианов и др. // Арматуростроение. – 2007. – № 4. – С. 53–56. – ISSN 2411-1155.
- 6 Зарянкин, А. Е. Вопросы совершенствования и профилирования регулирующих клапанов паровых турбин [Текст] / А. Е. Зарянкин // Энергомашиностроение. – 1986. – № 11. – С. 25–29.
- 7 Ржезников, Ю. В. О причинах нестабильной работы регулирующих клапанов мощных паровых турбин. [Текст] / Ю. В. Ржезников, Э. А. Бойцова // Теплоэнергетика. – 1963. – № 3. – С. 25–29.
- 8 Белова, О. В. Методологические основы CFD – расчетов для поддержания проектирования пневмогидравлических систем [Текст] / О. В. Белова, В. Ю. Волков, А. П. Скибин и др. // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2013. – № 5. – С. 1–12. – ISSN 2305-5626.
- 9 Вальгер, С. А. Моделирование неожидаемых турбулентных течений в окрестности плохообтекаемых тел с использованием ПК ANSYS Fluent [Текст] / С. А. Вальгер, А. В. Федоров, Н. Н. Федорова // Вычислительные технологии. – 2013. – № 5. – С. 27–40. – ISSN 1560-7534.
- 10 Гришин, Ю. А. Численное исследование течения через дроссельные заслонки поршневых двигателей [Текст] / Ю. А. Гришин, Р. Е. Буданов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2013. – № 7. – С. 45–50. – ISSN 0021-3470.
- 11 Платонов, Д. В. Численное моделирование пространственных течений с закруткой потока [Текст] / Д. В. Платонов, А. В. Минаков, А. А. Дектерев и др. // Компьютерные исследования и моделирование. – 2013. – Т. 5, № 4. – С. 635–648. – ISSN 2076-7633.
- 12 Экспериментальное исследование регулирующего клапана № 5 блока парораспределения турбины К-300-240 [Текст]: отчет НИР (заключительный) Д 3003 / ПАО Турбоатом; рук. Юшкевич Ю. Э., исп. В. А. Конев, В. В. Мурзин. – 1977. – 60 с.
- 13 Menter, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulent Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, No. 8. – P. 1598–1605. – ISSN 0001-1452.

Bibliography (transliterated)

- 1 Agafonov, B. N., Zaytsev, D. K., Kirillov, A. I., Kolyivanov, V. G., Ris, V. V. and Smirnov, E. M. (2000) "Turbulentnyiy potok v reguliruyuschih klapanah parovyih turbin: vozmozhnosti chislennogo modelirovaniya v usloviiyah 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.
- 2 Bednar, L., Tajc, L., Miczan, M. and Felberg, L. A. (2012), "Flow visualization in control valve with profiling cone", *Materials 18-th International Conference "Engineering Mechanics 2012"*, Svatka, Czech Republic.
- 3 Deych, M. E., Sapunov, O. G. and Shanin V. K. (1979), "Tecenie peregretogo i vlazhnogo para v reguliruyuschih klapanah parovyih turbi [The flow of superheated and wet steam control valves in steam turbines]", *Teploenergetika* [Thermal engineering], no. 4, pp. 27–31.
- 4 Deych, M. E. and Zaryankin, A. E. (1984) *Gidrogazodinamika* [Hydraulic gas dynamics], Jenergoatomizdat, Moscow, Russia.
- 5 Zaryankin, A. E., Noskov, V. V., Arianov, S. V. and Zaryankin, V. A. (2007), "Rezul'taty matematicheskogo modelirovaniya techeniy v novom stoporno-reguliruyuschem klapane [The results of mathematical modeling of currents in the new locking - control valve]", *Armaturostroenie* [Valve industry], no. 4, pp. 53–56, ISSN 2411-1155.
- 6 Zaryankin, A. E. (1986), "Voprosyi sovershenstvovaniya i profilirovaniya reguliruyuschih klapanov parovyih turbin [Issues of improvement and profiling of regulating valves of steam turbines]", *Jenergomashinostroenie* [Mechanical engineering], no. 11, pp. 25–29.
- 7 Rzheznikov, Yu. V. and Boytsova, E. A. (1963), "O prichinah nestabilnoy rabotyi reguliruyuschih klapanov moschniyih parovyih turbin [About causes of unstable operation of control valves in powerful steam turbines]",

- Teploenergetika* [Thermal engineering], no. 3, pp. 25–29.
- 8 **Belova, O. V., Volkov, V. Yu., Skibin, A. P., Nikolaeva, A. V., Krutikov, A. A. and Chernyshchev, A. V.** (2013), "Metodologicheskie osnovy CFD – raschetov dlya podderzhaniya proektirovaniya pnevmogidravlicheskikh system [Methodological bases of calculations in order to maintain the design pneumatic-hydraulic systems]", *Inzhenernyiy zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering journal: science and innovation], no. 5, pp 1–12, ISSN 2305-5626.
- 9 **Valger, S. A., Fedorov, A. V. and Fedorova, N. N.** (2013), "Modelirovanie neszhimaemyih turbulentnyih techeniy v okrestnosti plohoobtekaemyih tel s ispolzovaniem PK ANSYS Fluent [Simulation of incompressible turbulent flows near streamlined bodies with a PC ANSYS Fluent]", *Vychislitelnye tehnologii* [Computational Technologies], no. 5, pp. 27–40, ISSN 1560-7534.
- 10 **Grishin, Yu. A. and Budanov, R. E. (2015)**, "Chislennoe issledovanie techeniya cherez drosselnye zaslonki porshnevyyih dvigateley [Numerical simulation of flow
- passage through throttle shutters in piston engines]", *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of higher educational institutions. Machine building], no. 7, pp. 45–50, ISSN 0021-3470.
- 11 **Platonov, D. V., Minakov, A. V., Dekterev, A. A., Sentyabov, A. V.** (2013), "Chislennoe modelirovaniye prostranstvennyih techeniy s zakrutkoy potoka [Numerical modeling of flows with flow swirl]", *Kompyuternye issledovaniya i modelirovaniye* [Computer research and modeling], vol. 5, no. 4, pp. 635–648, ISSN 2076-7633.
- 12 **Yushkevich, Yu. E., Konev, V. A. and Murzin, V. V.** (1977), *Eksperimentalnoe issledovanie reguliruyuscheego klapana no. 5 bloka paroraspredeleniya turbiny K-300-240: otchet NIR (zaklyuchitelnyiy) D 3003 PAO Turboatom* [Experimental study of the control valve №5 of steam distribution turbine K-300-240: report R&D (final) D 3003 KTGP], Private Joint Stock Company "TURBOATOM", Kharkov, Ukraine.
- 13 **Menter, F. R.** (1994), "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulent Models for Engineering Applications", *AIAA Journal*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, ISSN 0001-1452.

Сведения об авторах

Бабаев Артем Иванович – аспирант, отдел моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, г. Харьков, Украина; e-mail: babayev_ai@mail.ru.

Babayev Artem – Postgraduate Student, Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Голошапов Владимир Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, отдел моделирования и идентификации тепловых процессов, ИПМаш НАНУ, Харьков, Украина, email: admin@ipmach.kharkov.ua.

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

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Бабаев, А. И. Верифікація результатів численного доследування руху потоку в проточній частині регулюючого клапана парової турбіни [Текст] / А. И. Бабаев, В. Н. Голошапов // 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.

Please cite this article as:

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.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Бабаев, А. И. Верифікація результатів чисельного дослідження руху потоку в проточній частині регулюючого клапана парової турбіни [Текст] / А. И. Бабаев, В. М. Голошапов // 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.

АНОТАЦІЯ У статті представлені результати чисельного дослідження витратної характеристики регулюючого клапана частини високого тиску турбіни К-300-240 ПАТ «Турбоатом». Розглянуто поля газодинамічних параметрів в клапанному каналі і отримана величина наведеної витрати в залежності від відносного підйому чаши клапана і відносного тиску. Виконано зіставлення отриманих результатів розрахунків з результатами відповідних натурних експериментів.

Ключові слова: регулюючий клапан, паророзподіл, коефіцієнт витрати, верифікація.

Поступила (received) 04.01.2016

M. M. НЕЧУЙВІТЕР

ВИБІР ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ УСТАНОВОК ПАРОВИХ ТУРБІН КОНДЕНСАЦІЙНО-ТЕПЛОФІКАЦІЙНОГО ТИПУ

АННОТАЦІЯ В статті розглядаються енергозберігаючі технології виробництва електричної та теплової енергії електростанціями з турбінами конденсаційно-теплофікаційного типу, шляхом відпуску теплоти від нерегульованих відборів турбін тепловому споживачеві. Розглянуті схемні рішення для здійснення способу регулювання режиму роботи електростанції, засоби забезпечення оптимальних параметрів системи централізованого теплопостачання з акумулюванням теплоти мереженої води в транзитних трубопроводах.

Ключові слова: теплоелектроцентраль, теплофікаційна установка, парова турбіна конденсаційно-теплофікаційного типу, акумуляційний контур, електричний (тепловий) графік теплових навантажень, тепловий споживач, регулювання режиму роботи, маневреність.

M. M. NECHUIVITER

SELECTION OF OPTIMAL MODE PARAMETERS FOR THE COGENERATION UNITS OF STEAM TURBINES OF A CONDENSING-HEATING TYPE

ABSTRACT This scientific paper gives consideration to the problems of energy saving technologies used for the production of electric and thermal energy by power plants equipped with turbines of a condensing-heating (CH) type through the delivery of heat transferred by uncontrolled turbine bleeds to the heat consumer. To improve the qualitative characteristics of steam turbine units of a CH type that participate in the power control of energy system consideration was given to the circuit design used for the implementation of the control mode of operating conditions of heat and power plants, in particular the closed-type heat supply system with storage loops, the displacement circuit for regeneration system steam bleedings, the emission circuit of stored heat of the main condensate. The tools were developed that provide optimal mode and design parameters for the centralized heat supply system with the heat storage of network water in the transit lines of heat main during the operation of the basic heat source both according to the electric and thermal schedules of power system.

Key words: Heat and power plant, cogeneration unit, steam turbine of a condensing and heating type, storage loop, electric (thermal) schedule for heat loads, heat consumer, operation mode control, maneuverability.

Вступ

Застосування енергозберігаючих технологій виробництва теплової та електричної енергії на електрических станціях – шлях для рішення задач однієї з актуальних проблем сучасної енергетики України. Останній відкриває можливості підвищення комплексу показників – економічність, надійність, маневреність. Енергозберігаючі технології направлені на підвищення якісних характеристик теплоенергетичного устаткування, техніко-економічних показників енергетичних установок теплоелектроцентралей, електростанцій, які працюють в режимах змінних теплових та електрических навантажень. Такі технології знаходять все більше поширення в країнах співдружності.

Основними положеннями стратегії розвитку ядерно-енергетичного комплексу України до 2030 року [1–3] передбачається спорудження нових ядерних потужностей та розвиток вітчизняних підприємств ядерного енергетичного комплексу. При умові ефективності інвестування, прогноз оцінки величини дозволяє гарантувати конкурентоздатність ядерної енергетики України на внутрішньому та зовнішньому енергетичних ринках.

Згідно Енергетичної стратегії України на період до 2035 року (Біла книга енергетичної політики України «Безпека та конкурентоспромож-

ність») передбачається наступне: на роки 2020, 2025, 2030, 2035 встановлена потужність відповідно становитиме – 52,0; (в порівнянні з 2013 р. – 54,6) 57,5; 60,6; 66,8 ГВт, у тому числі для АЕС – 14,8; 15,0; 15,0; 18,0 ГВт; виробництво електроенергії відповідно становитиме – 209,7; 233,2; 233,2; 276,3 млрд. кВт. годин, у тому числі для АЕС – 97,0; 97,3; 105,0; 126,0 млрд. кВт. годин. До 2025 року передбачається подовження терміну експлуатації діючих блоків та побудова двох енергоблоків на майданчику Хмельницької АЕС за умови досягнення діючими атомними станціями коефіцієнта використання встановленої потужності на рівні 80 %.

Перспективні технічні рішення в напрямі застосування енергозберігаючих технологій виробництва теплової та електричної енергії в галузі атомної енергетики на основі використання резервів повинні забезпечити високий рівень комплексу техніко-економічних показників проектованих, існуючих енергетичних блоків (надійність, економічність, маневреність, економічна ефективність, екологічність).

Аналіз основних досягнень та літератури

Застосування парових турбінних установок конденсаційно-теплофікаційного типу для регу-

лювання потужності енергетичної системи при постійній тепловій потужності реакторної установки відноситься до перспективних технічних рішень з точки зору енергетичних ощадних технологій із забезпеченням промислово-житлових комплексів значними обсягами теплової енергії [4, 5], та, як наслідок, економією органічного палива. В [6–9] викладені результати досліджень, котрі відкривають можливості участі конденсаційних – теплофікаційних паротурбінних установок в регулювання потужності енергосистеми; підвищують використовувану потужність, маневреність, розширяють діапазон регулювання потужності енергосистеми.

Так, в [6] проведені розрахункові дослідження щодо можливості та зроблено висновок щодо доцільності участі конденсаційно-теплофікаційних установок в регулюванні потужності енергосистеми.

На рис. 1 зображено закриту систему тепlopостачання, в котрій, згідно [7], максимально акумулюють теплоту мережної води в акумуляційних контурах, а саме в трубопроводі подачі та зворотному трубопроводі транзитної теплової магістралі з перемичками, шляхом регулювання режиму роботи основного джерела теплоти (ТЕЦ) з відпуском теплоти з нерегульованих відборів в періоди нічних провалів електричного навантаження при постійному тепловому навантаженні установки генерації пари.

Джерела літератури [8, 9] характеризують способи регулювання режиму роботи теплоелектроцентралі, що дозволяють в періоди забезпечення максимального електричного навантаження отримати додаткову потужність в проточній частині турбіни та підвищити маневреність енергосистеми та розширити її діапазон регулювання.

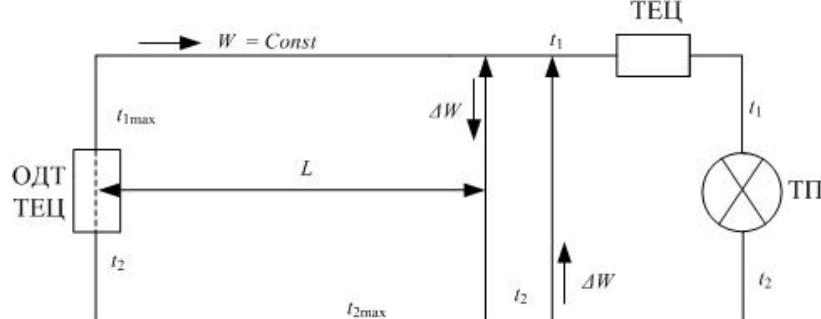


Рис. 1 – Закрита система тепlopостачання:

ОДТ – основне джерело теплоти (ТЕЦ); ПДТ – пікове джерело теплоти; ТП – тепловий споживач; $W = \text{const}$ – постійна витрата мережної води через теплофікаційну установку, $W = \text{const}$; ΔW – витрата зворотної мережної води, котру підмішують до прямої, для отримання необхідної за умовами тепlopостачання теплового споживача в тепловій мережі та витрати мережної води, що скидається з прямого трубопроводу у зворотний; L – довжина акумуляційного контуру; $t_{1\max}$ – максимальна температура прямої мережної води на виході з теплофікаційної установки; t_1 – температура прямої мережної води на вході до теплового споживача; $t_{2\max}$ – максимальна температура зворотної мережної води; t_2 – температура зворотної мережної води

Так, на рис. 2 представлена схема для здійснення способу регулювання режиму роботи теплоелектроцентралі витисненням пари відборів системи регенерації шляхом віддачі закумульованої теплоти мережної води системи централізованого тепlopостачання причому останню із зворотного трубопроводу акумуляційного контуру подають у водоводяний теплообмінний апарат, нагрівають нею основний конденсат системи регенерації, а закумульовану мережну воду, що віддала теплоту, подають на вхід теплофікаційної установки.

На рис. 3 зображені схеми для здійснення способу регулювання режиму роботи теплоелектроцентралі шляхом віддачі акумульованої теплоти основного конденсату, причому акумуляційний контур промивають і закачують в нього нагрітий в теплофікаційній установці основний конденсат. Схема, що зображена на рис. 3 відрізняється від схеми зображеній на рис. 2 відсутністю водоводяного теплообмінника 12.

В [10] викладена методика визначення конструктивних параметрів системи централізованого тепlopостачання з використанням можливості акумулювання теплоти в транзитних трубопроводах.

Визначені можливості роботи електростанції за електричним графіком в діапазоні великих теплових навантажень теплового споживача з невеликими значеннями відносного часу роботи основного джерела теплоти та забезпечення відпуску теплоти тепловому споживачеві акумуляцією теплоти впродовж частини доби ($\bar{\tau}_{\text{пров}} + \bar{\tau}_{\text{ак}} = 1$, де $\bar{\tau}_{\text{пров}}, \bar{\tau}_{\text{ак}}$ – відповідно відносні часи нічного провалу потужності енергосистеми та акумуляції теплоти в транзитних трубопроводах).

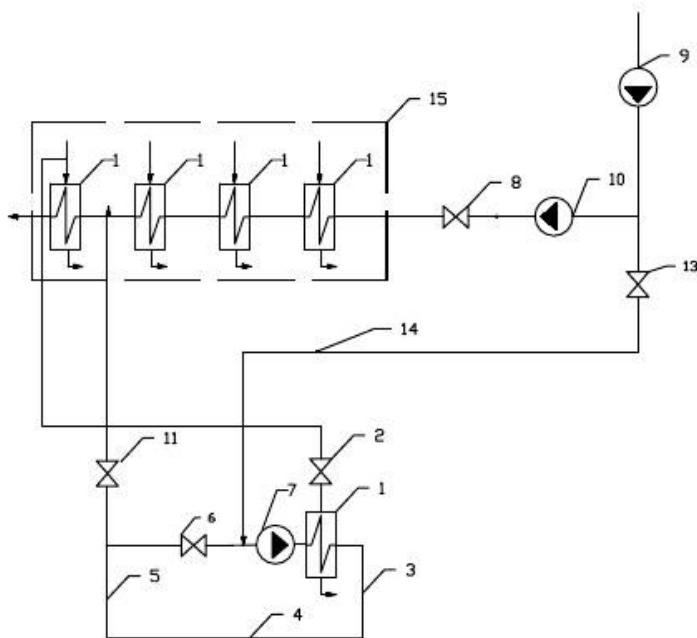


Рис. 2 – Схема для здійснення способу регулювання режиму роботи теплоелектроцентралі шляхом віддачі закумульованої теплоти мережної води системи централізованого теплопостачання:

1 – підігрівачі низького тиску; 2 – запірний орган по парі; 3, 4, 5 – акумуляційний контур; 3 – прямий трубопровід; 4 – перемичка, що з’єднує прямий трубопровід 3 із зворотнім 5 трубопроводом; 6 – запірний орган на вході в теплофікаційну установку; 7 – мережевий насос; 8 – запірний орган на лінії основного конденсату після відбору конденсату в систему акумуляції; 9 – конденсатний насос першого ступеня; 10 – конденсатний насос другого ступеня; 11 – запірний орган на лінії підводу гріючого середовища; 12 – водоводяний теплообмінник; 13 – запірний орган; 14 – лінія основного конденсату

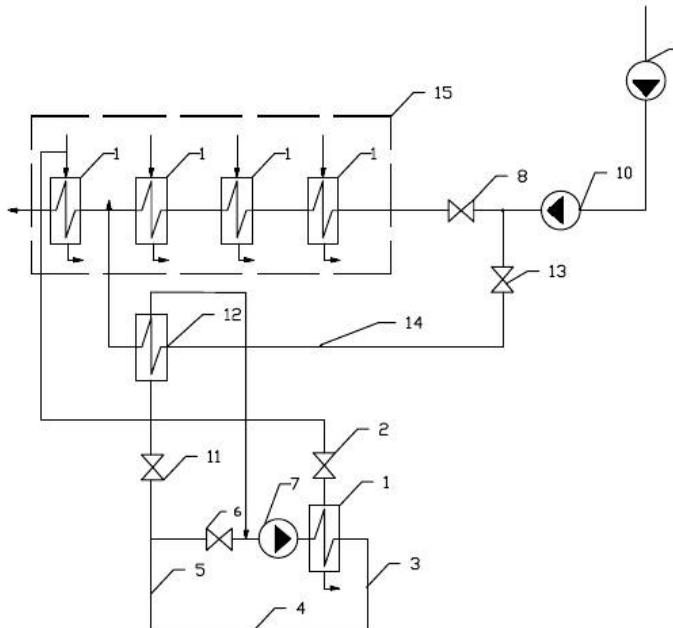


Рис. 3 – Схема для здійснення способу регулювання режиму роботи теплоелектроцентралі шляхом віддачі закумульованої теплоти основного конденсату системи централізованого теплопостачання:

1 – підігрівачі низького тиску; 2 – запірний орган по парі; 3, 4, 5 – акумуляційний контур; 3 – прямий трубопровід; 4 – перемичка, що з’єднує прямий трубопровід 3 із зворотнім 5 трубопроводом; 6 – запірний орган на вході в теплофікаційну установку; 7 – мережевий насос; 8 – запірний орган на лінії основного конденсату після відбору конденсату в систему акумуляції; 9 – конденсатний насос 1-го ступеня; 10 – конденсатний насос другого ступеня; 11 – запірний орган на лінії підводу гріючого середовища; 13 – запірний орган; 14 – лінія основного конденсату

Визначені можливості роботи електростанції за електричним графіком в діапазоні великих теплових навантажень теплового споживача з невеликими значеннями відносного часу роботи основного джерела теплоти та забезпечення відпуску теплоти тепловому споживачеві акумуляцією теплоти впродовж частини доби ($\bar{\tau}_{\text{пров}} + \bar{\tau}_{\text{ак}} = 1$, де $\bar{\tau}_{\text{пров}}, \bar{\tau}_{\text{ак}}$ – відповідно відносні часи нічного провалу потужності енергосистеми та акумуляції теплоти в транзитних трубопроводах). При значеннях $\bar{\tau}_{\text{пров}} + \bar{\tau}_{\text{ак}} < 1$ необхідний відпуск теплоти тепловому споживачеві здійснюється піковими джерелами теплоти. Зниження температури $t_{1\max}$ до $t_{1\text{зник}}$ при роботі електростанції як за тепловим так і за електричним графіками дозволяє знизити недовиробіток електричної енергії в продовж провалу навантаження енергосистеми з використанням довжини акумуляційного контуру.

Визначені діапазони зміни температурного графіка t_1/t_2 теплового споживача, в яких можливо акумулювання теплоти мережної води в системі централізованого теплопостачання, при значеннях відносного теплового навантаження \bar{Q}_{mn} менших від коефіцієнта теплофікації α_m , а також відстані L від електростанції до теплового споживача. Остання при реальних значеннях відносного часу провалу, $\bar{\tau}_{\text{пров}}$, рівного 0,25–0,5, в залежності від швидкості транспортування середовища w складає від 20 до 80 км.

Мета дослідження, постановка задачі

Метою даної статті є забезпечення оптимальних режимних параметрів теплофікаційних установок парових турбін конденсаційно-теплофікаційного типу, які приймають участь в регулюванні потужності енергосистеми, підвищення маневреності енергосистеми та розширення її діапазону регулювання.

Задачі дослідження

Задачі дослідження – розробка та застосування засобів забезпечення оптимальних режимних, конструктивних параметрів системи централізованого теплопостачання з акумулюванням теплоти мережної води в транзитних трубопроводах теплової магістралі при роботі основного джерела теплоти як за електричним так і за тепловим графіками енергетичної системи.

Матеріали дослідження

Для здійснення способу регулювання режиму роботи теплоелектроцентралі на основі методики визначення конструктивних параметрів системи централізованого теплопостачання з використанням можливості акумулювання теплоти в транзитних трубопроводах пропонується схема для його здійснення.

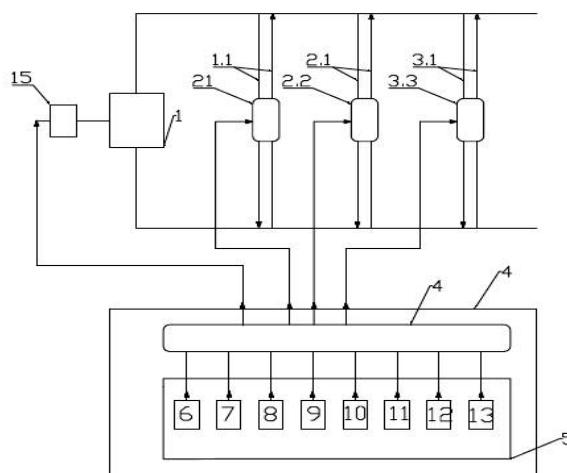


Рис. 4 – Схема для здійснення способу регулювання режиму роботи теплоелектроцентралі з акумулюванням теплоти мережної води в транзитних трубопроводах: 1 – основне джерело теплоти; 2₁, 2₂, ..., 2_n – акумуляційні контури; 3₁, 3₂, ..., 3_n – регулюючі блоки; 4 – управлюючий обчислювальний пристрій; 5 – блок вводу вхідних параметрів; 6 – датчик постійної величини C; 7 – датчик коефіцієнту теплофікації α' ; 8 – датчик надлишкової відносної температури прямої мережної води; 9 – датчик надлишкової відносної температури зворотної мережної води; 10 – датчик відносного теплового навантаження теплового споживання; 11 – датчик швидкості транспортування середовища; 12 – датчик числа годин в сутках; 13 – датчик абсолютної тривалості провалу навантаження енергосистеми при роботі теплоелектроцентралі за електричним графіком; 14 – обчислювальний блок; 15 – задатчик температури прямої мережної води

На рис. 4 представлена схема для здійснення способу регулювання режиму роботи теплоелектроцентралі з акумулюванням теплоти мережної води в транзитних трубопроводах системи централізованого теплопостачання.

Сформованими в блоці 14 обчислювальною управлюючому сигналами управлюючим та крігуючим впливають за заданими програмами дискретних значень відносного часу роботи ТЕЦ за тепловим та електричним графікам $\bar{\tau}_{\text{пр.дискр}}^{m,e}$ та зміні температур прямої мережної води з теплофікаційної установки для дискретних значень $\bar{\tau}_{\text{пр.дискр}}^{m,e}$ на регулюючий блок 3j та на задатчик 15 температури прямої мережної води і включають акумуляційний контур 2j, коректують необхідну температуру прямої мережної води на виході з основного 1 джерела теплоти $t_{1\text{зин}}$: $t_{1\text{max}}$ та здійснюють максимальне акумулювання теплоти мережної води в акумуляційному контурі і максимальний відпуск теплоти з відборів турбіни.

Застосування способу регулювання режиму роботи теплоелектроцентралі дозволяє здійснити максимальний відпуск теплоти теплофікаційною установкою основного джерела теплоти при постійній максимальній (зниженні) температурах прямої мережної води на виході з останньої в систему теплопостачання та забезпечити максимальне акумулювання надлишкової кількості теплоти, що відпущена в прямий та зворотній трубопроводи за рахунок почесового використання (подовження) акумуляційних контурів і, тим самим, істотно підвищити економічність та маневреність системи енергосистеми та розширити її регуляторний діапазон.

Висновки

Пропонована схема здійснення способу регулювання режиму роботи теплоелектроцентралі з акумулюванням теплоти мережної води в транзитних трубопроводах системи централізованого теплопостачання дозволяє забезпечити оптимальні режимні параметри теплофікаційних установок парових турбін конденсаційно-теплофікаційного типу, котрі приймають участь в регулюванні потужності енергосистеми, підвищити маневреність енергосистеми та розширити її діапазон регулювання потужності.

Список літератури

- 1 Енергетична стратегія України на період до 2030 року. Із змінами і доповненнями, внесеними розпорядженням Міністерства палива та енергетики України від 26 березня 2008 р. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/FIN38277.htm. – Назва з екрану. – 11.01.2016.
- 2 Енергетична стратегія України на період до 2030 р. Кабінет Міністрів України; Стратегія від 24.07.2013, р. № 1071-р. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/KR131071.htm. – Назва з екрану. – 11.01.2016.
- 3 Енергетична стратегія України на період до 2035 року [Електронний ресурс] : (Проект) / Біла книга енергетичної політики України «Безпека та конкурентоспроможність» // Міністерство енергетики та вугільної промисловості України. – Київ, 2014. – 40 с. – Режим доступу: <http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doocatalog/document?id=244979237>. – Назва з екрану. – 11.01.2016.
- 4 **Косяк, Ю. Ф.** Турбоустановки с нерегулируемым давлением в отборах для комбинированной выработки электрической энергии и теплоты [Текст] / Ю. Ф. Косяк, В. А. Вирченко, В. А. Матвиенко и др. // Теплоэнергетика. – 1985. – № 7. – С. 6–12.
- 5 **Вирченко, М. А.** Регулирование теплофикационной нагрузки конденсационных турбин с большими отборами при нерегулируемом давлении [Текст] / М. А. Вирченко, Б. А. Аркадьев, В. Ю. Иоффе, Н. В. Лыхвар // Теплоэнергетика. – 1985. – № 12. – С. 11–16.
- 6 **Нечуйвітер, М. М.** О возможности участия конденсационно-теплофикационных установок в регулировании мощности энергосистемы [Текст] / М. М. Нечуйвітер, Б. А. Аркадьев // Науч. сб. Проблемы машиностроения. Институт проблем машиностроения АНУ. – 1993. – Вып. 39. – С. 67–73.
- 7 Способ регулирования режима работы ТЭЦ [Текст] : а.с. 1776926: СССР / Б. А. Аркадьев, М. М. Нечуйвітер, (СССР). – № 4910159-06; заявл. 12.02.91 ; опубл. 23. 11.92, Бюл. № 43. – 21 с.
- 8 Способ регулювання режиму роботи теплоелектроцентралі [Текст] : патент 45282 : Україна, МПК F 01K 7/00 / Б. А. Аркадьев, М. М. Нечуйвітер, І. Г. Шелепов. – № у 200806759 ; заявл. 16.05.2008 ; опубл. 10.11.2009, Бюл. № 21. – 8 с.
- 9 **Нечуйвітер, М. М.** Оптимизация режимных параметров паротурбинных установок теплофикационного и конденсационно-теплофикационного типов в переменных режимах тепловых и електрических нагрузок [Текст] / М. М. Нечуйвітер // Пробл. Машиностроения, 2009. – Т. 12, №5. – С. 46–49.
- 10 **Аркадьев, Б. А.** К определению конструктивных параметров системы централизованного теплоснабжения с использованием транзитных трубопроводов [Текст] / Б. А. Аркадьев, М. М. Нечуйвітер // Изв. вуз. СССР: Енергетика. – 1992. – № 3. – С. 88–93.

Bibliography (transliterated)

- 1 (2008), The Energy Strategy of Ukraine Through 2030, including alterations and additions made in compliance with the instructions of the Ministry of Fuel and Power Engineering of Ukraine of March 26, 2008, Electronic resource: finding resources by subject [Online], available at: http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/FIN38277.htm (Accessed 11 January 2016).
- 2 (2013), The Energy Strategy through 2030. Cabinet of the Ministers of Ukraine; The Strategy No 1071-p of 24.07.2013, Electronic resource: finding resources by subject [Online], available at:

- http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/KR131071.htm (Accessed 11 January 2016).
- 3 **Ministry of Power Engineering and Coal Industry of Ukraine**, (2014), "The Energy Strategy through 2035 "The White Book of the Energy Policy of Ukraine "Security and Competitiveness""", Electronic resource: finding resources by subject [Online], Retrieved from: <http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id=244979237> (Accessed 11 January 2016).
 - 4 **Kosiak, U. F., Virchenko, V. A., Matvienko, V. A.**, et al. (1985), "Turbine Plants with Uncontrolled Pressure Tabs for the Combined Electric Power and Heat Production", *Teploenergetika*, no. 7, pp. 6–12.
 - 5 **Virchenko, M. A., Arkadiev, B. A., Ioffe, V. U. and Lykhvar, N. V.** (1985), "Control of the Heat Load in Condensing Turbines with Big Bleedings at the Uncontrolled Pressure", *Teploenergetika*, no. 12, pp. 11–16.
 - 6 **Nechuyvyter, M. M. and Arkadiev, B. A.** (1993), "On the Possibility of Using Condensing and Cogenerating Plants for the Power Control of Power Supply Systems", *Scientific Transactions. The Problems of Mechanical Engineering of the National Academy of Ukraine*, no. 39, pp. 67–73.
 - 7 **Arkadev, B. A. and Nechuyvyter, M. M., USSR** (1991), *Sposob regulirovaniya rezhima raboty TJeC* [Method of Control of the Operating Conditions of Heat and Power Plant], USSR, Pat. 4910159-06.
 - 8 **Arkadev, B. A., Nechuyvyter, M. M. and Shelepo, I. G., Ukraine**, MPK F 01K (2009), *Sposib reguljuvannja rezhimu roboti teploelektrocentrali* [Method of Control of the Operating Conditions of Heat and Power Plants], MPK F 01K, Ukraine, Pat. 45282.
 - 9 **Nechuyvyter, M. M.** (2009), "Optimizing the Operating Parameters of Steam Turbine Plants of Heating and Condensing- Heating Types in the Variable Modes of Thermal and Electric Loads", *Probl. Mashinostroenija*, vol. 12, no. 5, pp. 46–49.
 - 10 **Arkadev, B. A. and Nechuyvyter, M. M.** (1992), "To the Definition of Structural Parameters of the Centralized Heat Supply Using Transit Pipelines", *Jenergetika*, no. 3, pp. 88–93.

Сведения об авторах (About authors)

Нечуйвітер Марія Михайлівна – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри теплоенергетики та енергозберігаючих технологій, Українська інженерно-педагогічна академія, г. Харків, Україна, (050) 860-87-79, (057) 733-79-43; e-mail: olesya@email.com, ORCID 0000-0001-7997-370X.

Nechuiwiter Mariya Mikhailiwna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), senior staff scientist, Associate Professor Department of Heat-and-Power Engineering and Energy Saving Technologies, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Kharkov, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Нечуйвітер, М. М. Вибір оптимальних режимних параметрів теплофікаційних установок парових турбін конденсаційно-теплофікаційного типу [Текст] / **М. М. Нечуйвітер** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 94–99. – Бібліогр. : 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.13.

Please cite this article as:

Nechuiwiter, M. M. (2016), "Selection of Optimal Mode Parameters for the Cogeneration Units of Steam Turbines of a Condensing-Heating Type", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 94–99, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.13.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Нечуйвітер, М. М. Выбор оптимальных режимных параметров теплофикационных установок паровых турбин конденсационно-теплофикационного типа [Текст] / **М. М. Нечуйвітер** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 94–99. – Бібліогр. : 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.13.

АННОТАЦІЯ В статье рассматриваются энергосберегающие технологии производства электрической и тепловой энергии электростанциями с турбинами конденсационно-теплофикационного типа, путем отпуска теплоты от нерегулируемых отборов турбины тепловому потребителю. Рассмотрены схемные решения для осуществления способа регулирования режима работы электростанции, средства обеспечения оптимальных параметров системы централизованного теплоснабжения с аккумулированием теплоты сетевой воды в транзитных трубопроводах.

Ключевые слова: теплоэлектроцентраль, теплофикационная установка, паровая турбина конденсационно-теплофикационного типа, аккумуляционный контур, электрический (тепловой) график тепловых нагрузок, тепловой потребитель, регулирование режима работы, маневренность.

Надійшла (received) 18.01.2016

O. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, В. А. ПЕШКО

ВПЛИВ РОБОТИ ЕНЕРГОБЛОКІВ ТЕС В МАНЕВРЕНому РЕЖИМІ НА НАДІЙНІСТЬ ТА АВАРІЙНІСТЬ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

АНОТАЦІЯ Через недостатню кількість маневрених потужностей в ОЕС України тиловугільні блоки, спроектовані для базової роботи, застосуються до регулювання навантаження. Проаналізовано сучасний стан енергогенеруючого обладнання України, зазначено недоліки експлуатації енергоблоків по відношенню до нормативної бази. Проаналізовано вплив роботи енергоблоків ТЕС України у маневреному режимі та розраховано показники аварійності і питомі показники надійності устаткування. Зазначено, що відповідно до сучасного стану обладнання, робота у маневреному режимі є не бажаною і потребує розробки спеціальної нормативної бази, оскільки значно зношує наявні основні фонди.

Ключові слова: теплові електростанції, енергоблок, Об'єднана Енергетична Система України, надійність, нарбіток, пошкоджуваність, аварійність.

O. CHERNOUSENKO, V. PESHKO

INFLUENCE PRODUCED BY THE OPERATION OF THE POWER UNITS OF THERMAL POWER PLANTS IN THE MANEUVER LOAD MODE ON THE RELIABILITY AND ACCIDENT RATE OF POWER EQUIPMENT

ABSTRACT Due to the insufficient amount of maneuver powers for consolidated power systems in Ukraine pulverized-coal units that were designed for the operation in the base section of the schedule of electric loads are used for the power control. The current state of energy generating equipment available in Ukraine has been analyzed, the drawbacks of the operation of power units with regard to the normative base approved by the Ministry of Power Engineering and Fuel Industry of Ukraine have been revealed. Influence of the operation of the power units of thermal power plants in Ukraine in the maneuver mode on the reliability and accident rate of power equipment has been analyzed and the accident rate indicators and the specific indicators of equipment reliability have been calculated. It has been established that according to the current state of the equipment the operation in the maneuver mode is undesirable and requires the development of a special normative base because it causes a considerable wear of key assets. A number of emergency stops and emergency repair hours for the thermal power plants of the "ENERGO" Thermal Power Plant is indicative of an increased accident rate during the operation period of 2012 to 2015. Proceeding from the character of an increased number of emergency stops and emergency repair hours for thermal power plants we can make a conclusion that these indicators will considerably increase in 2016, if operated in the maneuver mode of daily start-stop.

Key words: thermal power plants, power unit, consolidated power system (CPS) of Ukraine, reliability, operating time, fault, and the accident rate.

Вступ

Для проходження мінімальних навантажень за наявної структури генеруючих потужностей в Об'єднаній енергетичній системі (ОЕС) України використовується стратегія зниження навантаження теплових електростанцій (ТЕС) і теплоелектроцентралей (ТЕЦ) України. Третину зменшення навантаження покривають гідроелектростанції (ГЕС), інше – вугільні ТЕС з вимушеною зупинкою на ніч (на 4–6 год.) 9–16 енергоблоків. Такі непроектні зупинки і пуски обладнання ТЕС України прискорюють його зношення, підвищують аварійність блоків і супроводжуються понад нормативними витратами палива. Наприклад, на пуск одного енергоблоку потужністю 300 МВт витрачається 70 т мазуту, а середні перевитрати палива сягають 10–30 % на вироблену кВт·год. електроенергії [1].

Ціль роботи

Дослідити вплив експлуатації у маневreno-

му режимі щоденного пуску-зупинки на аварійність та показники надійності для обладнання, що було спроектоване для роботи в базовому режимі.

Аналіз стану питання

Регулювання частоти електричного струму в енергосистемі за 8 місяців 2015 року було покладено на Кураховську (564 пуски), Добротворську (168 пусків), Ладижинську (154 пуски), Бурштинську (130 пусків) та Запорізьку ТЕС (60 пусків). При цьому необхідно відзначити, що середнє загальне напрацювання енергоблоків для цих ТЕС складає: 248 тис. год. для КуТЕС, 328 тис. год. для ДоТЕС, 232 тис. год. – ЛаТЕС, 287 тис. год. – БуТЕС та 262 тис. год. – ЗаТЕС при парковому ресурсі 200 тис. год. для енергоблоків 300 МВт та 220 тис. год. для енергоблоків 200 МВт. Середня загальна кількість пусків, згідно даних ТОВ «ДТЕК Енерго», для КуТЕС складає 2221 пуск, ДоТЕС – 1791 пуск, ЛаТЕС – 737 пусків, БуТЕС – 1314 пусків та для ЗаТЕС – 685 пусків при допустимій кількості пусків 600 для енергоблоків

300 МВт і 800 для енергоблоків 200 МВт. Таким чином, всі енергоблоки, що були залучені до регулювання, вичерпали паркові показники на 13–19 % по параметру напрацювання та на 14–177 % допустима кількість пусків згідно нормативних документів Міннафтушенерго України «Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій» [2] і не можуть залучатися до роботи в маневрених режимах.

З приводу збільшення за останні роки (2012–2015 рр.) аварійних відключень слід зазначити наступне. Станом на 1.09.2015 року з 57 енергоблоків ТЕС «ДТЕК ЕНЕРГО» на 28 блоках має місце перевищенння термінів періодичності проведення капітальних ремонтів: від 1 до 3 років по 4 енергоблокам та від 4 до 7 років по 4 енергоблокам ДТЕК «Східенерго»; від 1 до 3 років по 4 енергоблокам та від 4 до 9 років по 5 енергоблокам ДТЕК «Західенерго»; від 4 до 10 років по 6 енергоблокам та від 11 до 17 років по 5 енергоблокам ДТЕК «Дніпроенерго». Енергоблоків з простроченою періодичністю капітальних ремонтів по ДТЕК «Східенерго» є 47 % (8 енергоблоків з 17), по ДТЕК «Західенерго» – 45 % (9 енергоблоків з 20), по ДТЕК «Дніроенерго» – 55 % (11 енергоблоків з 20), тобто біля 50 % енергетичного обладнання працює без нормативного подовження термінів експлуатації. На Ладижинській ТЕС ПАТ ДТЕК «Західенерго» за серпень 2015 року відбулося 8 технологічних порушень. Основне енергетичне обладнання Ладижинської ТЕС відпрацювало парковий ресурс, блоки 300 МВт були введені у експлуатацію в 1970–1971 роках, напрацювали 217475–244232 год. відповідно, не виведені в планово-попереджувальний ремонт (ППР) (1 раз на 6 років) блок № 4 – 14 років, № 5 – 12 років, № 6 – 11 років, № 1 – 8 років. Невиконання нормативних вимог щодо періодичності капітальних ремонтів, заміни у нормативних обсягах елементів основного та допоміжного обладнання, неможливість неруйнівного обстеження стану енергетичного обладнання та оцінки можливості подовження експлуатації призведе до накопичення фізичного зношування та виходу устаткування з роботи з неперебачуваними наслідками [3–5].

Наприклад, на Криворізькій ТЕС ПАТ ДТЕК «Дніроенерго» за серпень 2015 року відбулося 8 технологічних порушень з обмеженням потужності до 208 МВт на енергоблоці № 8. Не виконується у терміни, що встановлені Міненерговугілля, капітальний ремонт блоку № 10 та поточний ремонт блоку № 2. Енергоблоки експлуатуються зі значним перевищеннем п'ятирічного терміну нормативного міжремонтного періоду (дати проведення попередніх капремонтів енергоблоків: № 2 – 1998 р., напрацювання 303300 год.; № 4 – 2005 р., напрацювання 241691 год.; № 5 – 1994 р., напрацювання 278872 год.; № 6 – 1995 р., напрацювання

244788 год.; № 8 – 1996 р., напрацювання 255469 год.; № 10 – 1992 р., напрацювання 197405 год.

При цьому згідно нормативних документів Міністерства енергетики та вугільної промисловості України подовження терміну експлуатації неможливо без проведення неруйнівного контролю енергетичного обладнання, який повинен відбутися у капітальному ремонті та особливо стосується елементів, що вичерпали парковий ресурс по двох показниках – загальне напрацювання та загальна кількість пусків за весь період експлуатації.

Звичайно зрозумілі труднощі, що склалися в енергетичній галузі України та пов’язані з об’ективними причинами: дефіцит потужностей в ОЕС України, дефіцит вугілля марки АШ та потреба у енергоблоках газової групи. Ale з огляду на наявний стан енергетичного обладнання особливо слід зазначити про значну обмеженість роботи енергоблоків ТЕС «ДТЕК ЕНЕРГО» у маневрених режимах пуску-зупинки.

Аналіз впливу роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі (пуск-зупинка) на надійність та аварійність енергетичного обладнання

Аналіз впливу роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі (пуск-зупинка) на надійність та аварійність енергетичного обладнання проводиться згідно галузевого нормативного документу ГНД 34.09.453–2003 «Розрахунок показників надійності для електростанцій, теплових мереж та енергокомпаній» [6]. Було визначено середній нарібок на відмову за період з 2012 до 2014 років $T_{\text{ср}}^{\text{відм}}$, питомі показники пошкоджуваності: кількість відмов на одиницю устаткування K_n^u , кількість відмов на 1000 кВт·год. виробленої електричної енергії $K_n^{\text{ел}}$ та кількість відмов на 1 Гкал виробленої теплової енергії $K_n^{\text{тепл}}$ для Кураховської ТЕС (табл. 1).

Середній нарібок на відмову $T_{\text{ср}}^{\text{відм}}$ за період з 2012 до 2014 років для більшості блоків не перевищує 1000 год., що свідчить про значну кількість відмов та низьку надійність роботи блоків. Кількість відмов на одиницю устаткування K_n^u для Кураховської ТЕС складає від 0,476 до 1,14, кількість відмов на 1000 кВт·год. виробленої електричної енергії $K_n^{\text{ел}}$ складає від 0,0006 до 0,0012 (рис. 1).

Енергоблоки Луганської ТЕС були введені в експлуатацію в 1962–1968 рр. Однак, не зважаючи на велике напрацювання цих блоків, показники аварійності та питомі показники пошкоджуваності (рис. 2) знаходяться на одному рівні з більш «молодою» Кураховською ТЕС (блоки введені в 1972–1975 рр.). Порівнюючи блоки № 9 КуТЕС та № 9 ЛуТЕС можна відзначити, що «старший» блок № 9 ЛуТЕС (напрацювання 322 тис. год.) має нарібок на відмову, що в 5 разів перевищує показник блоку

№ 9 КуТЕС (напрацювання 239 тис. год.). Це пояснюється фактом того, що в період, що розглядається, блок КуТЕС пускався 232 рази, а блок ЛуТЕС – 145 разів, що підкреслює високу чутливість показників аварійності до режиму експлуатації. В цілому кількість відмов на одиницю устаткування K_n^u для Луганської ТЕС знаходиться в діапазоні від 0,381 до 1,05, кількість відмов на 1000 кВт год. виробленої електричної енергії K_n^{el} складає від 0,0005 до 0,0015 (табл. 2).

Також було проведено оцінку показників надійності для блоків 300 МВт Запорізької ТЕС (рис. 3), що працюють в базовій частині графіку електричного навантаження (в середньому 15 пусків на рік). Середній наробіток на відмову $T_{ser}^{vідм}$ за період з 2012 до 2014 років для більшості блоків перевищує 1200 год., питомі показники пошкоджуваності на одиницю обладнання K_n^u становлять 0,417–1,75 (табл. 3).

Таблиця 1 – Питомі показники пошкоджуваності для Кураховської ТЕС

Кураховська ТЕС	Кількість відмов			Наробіток на відмову, год.	Питома пошкоджуваність		
	2012 р.	2013 р.	2014 р.		На одиницю обладнання	На 1 кВт·год	На 1 Гкал
Блок № 3	3	3	5	1 680	0,524	$6,11 \cdot 10^{-4}$	$2,67 \cdot 10^{-5}$
Блок № 4	7	4	4	993	0,714	$6,11 \cdot 10^{-4}$	$2,67 \cdot 10^{-5}$
Блок № 5	4	7	8	911	0,905	$1,15 \cdot 10^{-3}$	$5,00 \cdot 10^{-5}$
Блок № 6	0	5	5	1 294	0,476	$7,64 \cdot 10^{-4}$	$3,34 \cdot 10^{-5}$
Блок № 7	8	6	7	915	1,000	$9,93 \cdot 10^{-4}$	$4,34 \cdot 10^{-5}$
Блок № 8	5	3	7	1 169	0,714	$7,64 \cdot 10^{-4}$	$3,34 \cdot 10^{-5}$
Блок № 9	8	9	7	466	1,143	$1,22 \cdot 10^{-3}$	$4,34 \cdot 10^{-5}$

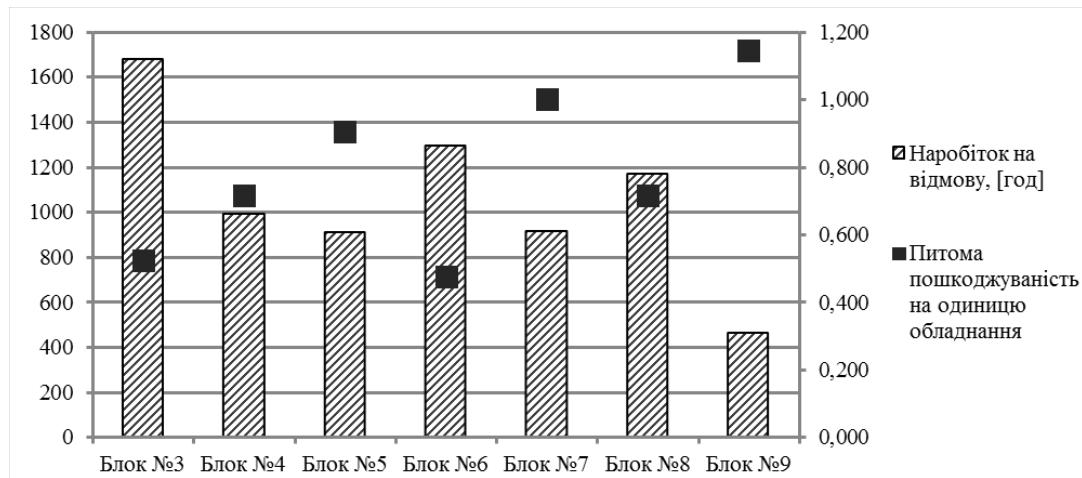


Рис. 1 – Діаграма розподілення наробітку на відмову та питомої пошкоджуваності на одиницю обладнання для КуТЕС

Таблиця 2 – Питомі показники пошкоджуваності для Луганської ТЕС

Луганська ТЕС	Кількість відмов			Наробіток на відмову, год.	Питома пошкоджуваність		
	2012 р.	2013 р.	2014 р.		На одиницю обладнання	На 1 кВт·год	На 1 Гкал
Блок № 9	3	4	1	2 253	0,381	$4,91 \cdot 10^{-4}$	$4,53 \cdot 10^{-5}$
Блок № 10	3	15	4	726	1,050	$1,87 \cdot 10^{-3}$	$1,72 \cdot 10^{-4}$
Блок № 11	10	3	2	1 064	0,714	$4,91 \cdot 10^{-4}$	$4,53 \cdot 10^{-5}$
Блок № 12	7	0	7	963	0,667	$6,88 \cdot 10^{-4}$	$6,35 \cdot 10^{-5}$
Блок № 14	7	4	4	1 151	0,714	$7,86 \cdot 10^{-4}$	$7,25 \cdot 10^{-5}$
Блок № 15	5	12	3	913	0,952	$1,47 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-4}$

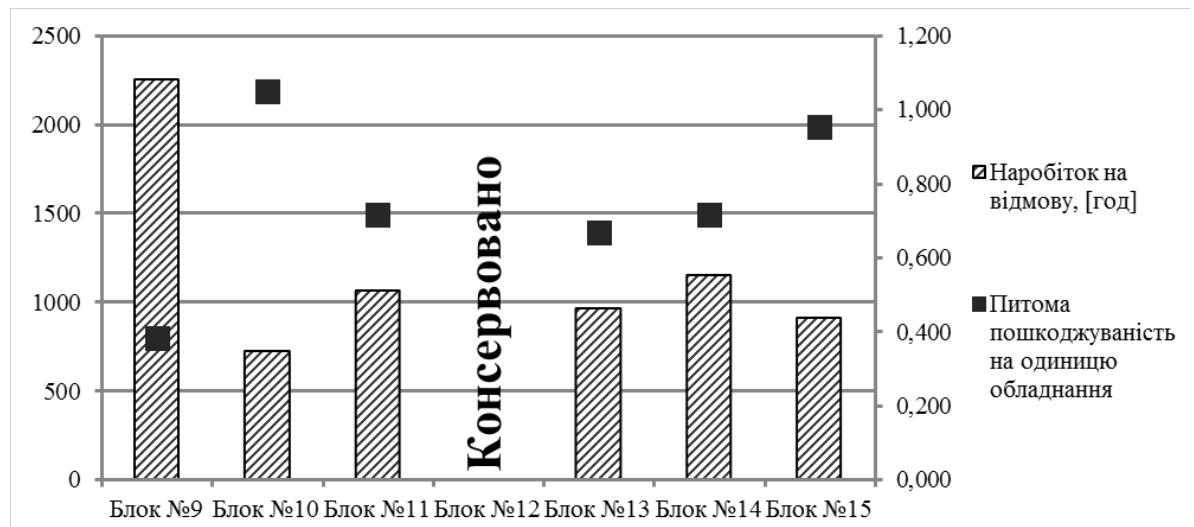


Рис. 2 – Діаграма розподілення наробітку на відмову та питомої пошкоджуваності на одиницю обладнання для ЛуТЕС

Таблиця 3 – Питомі показники пошкоджуваності для Запорізької ТЕС

Запорізька ТЕС	Кількість відмов			Наробіток на відмову, год.	Питома пошкоджуваність		
	2012 р.	2013 р.	2014 р.		На одиницю обладнання	На 1 кВт·год	На 1 Гкал
Блок № 1	3	13	5	775	1,750	$1,38 \cdot 10^{-3}$	$6,00 \cdot 10^{-5}$
Блок № 2	7	3	3	1 439	1,083	$4,58 \cdot 10^{-4}$	$2,00 \cdot 10^{-5}$
Блок № 3	1	3	1	2 777	0,417	$3,06 \cdot 10^{-4}$	$1,34 \cdot 10^{-5}$
Блок № 4	4	5	6	1 221	1,250	$8,40 \cdot 10^{-4}$	$3,67 \cdot 10^{-5}$

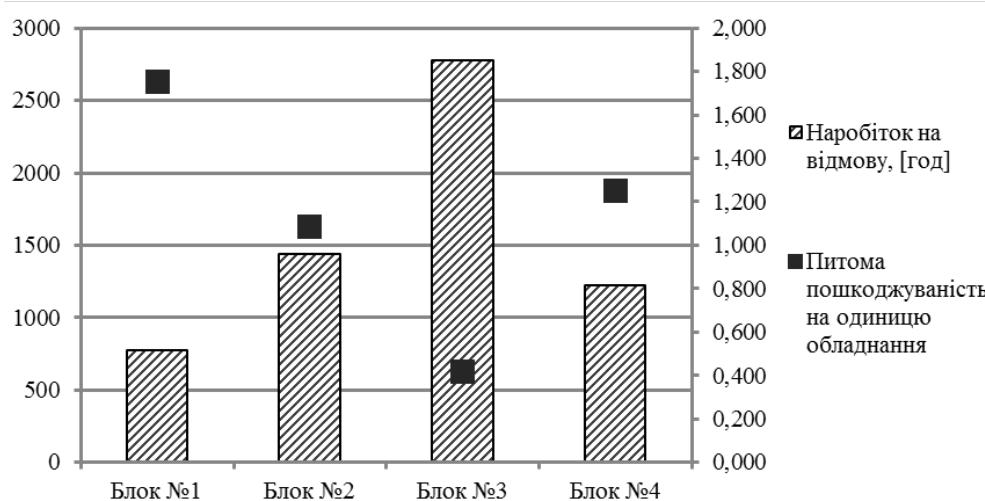


Рис. 3 – Діаграма розподілення наробітку на відмову та питомої пошкоджуваності на одиницю обладнання для ЗаТЕС

Кількість аварійних зупинок та годин в аварійних ремонтах для ТЕС «ДТЕК ЕНЕРГО» свідчить про зростання аварійності ПрТЕС та КрТЕС (табл. 4 та рис. 4–5). Цілком імовірно, судячи з характеру зростання аварійних зупинок та годин в

аварійних ремонтах для ТЕС, що на прогнозованій 2016 рік при роботі в маневреному режимі (щодобовий пуск-зупинка) ці показники будуть також зростати.

Таблиця 4 – Кількість аварійних зупинок та годин в аварійних ремонтах для ТЕС «ДТЕК ЕНЕРГО»

ТЕС	Параметр	2012	2013	2014
Запорізька	Кількість аварійних зупинок, шт.	19	24	15
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	516	666	1009
Криворізька	Кількість аварійних зупинок, шт.	87	63	106
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	336	1949	4374
Придніпровська	Кількість аварійних зупинок, шт.	68	44	77
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	1853	1847	4857
Бурштинська	Кількість аварійних зупинок, шт.	71	73	89
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	4278	3066	4321
Ладижинська	Кількість аварійних зупинок, шт.	50	35	77
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	1116	1143	3705
Добротворська	Кількість аварійних зупинок, шт.	12	7	15
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	575	125	1172
Зуєвська	Кількість аварійних зупинок, шт.	21	34	16
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	637	789	375
Кураховська	Кількість аварійних зупинок, шт.	37	40	43
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	615	913	1218
Луганська	Кількість аварійних зупинок, шт.	37	38	22
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	634	408	580

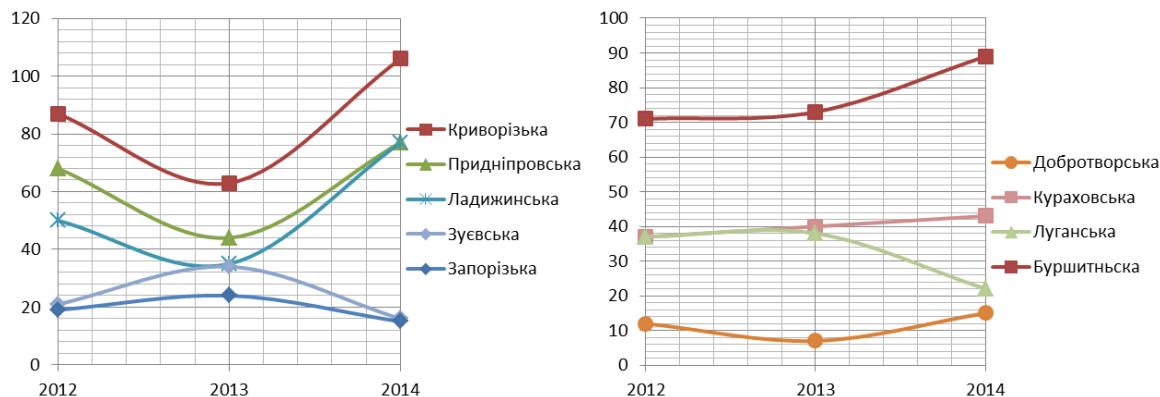


Рис. 4 – Кількість аварійних зупинок для ТЕС «ДТЕК ЕНЕРГО»

При вирішенні задачі аналізу впливу маневрених режимів необхідно відзначити проблеми погіршення надійності, економічності роботи енергоблоків, швидкого вичерпання залишкового ресурсу в маневрених режимах щоденного пуску-зупинки, а також розглянути проблему організації топкових процесів в котлах з рідким шлакозоловивидленням. Основна вимога мати на складі «витратний» запас вугілля із зольністю не більше розрахункової і показником вмісту тугоплавких окислів $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{CO}_2 < 70\%$. При роботі на не розрахунковому паливі в топках буде відбуватися накопичення золошлакових компонентів вугілля, що вже відбувалося в період 1968–1978 років. Відзначене інтенсивне сплавлення шлаку при навантаженні котлів ТПП-312А призводило до паралізації навантаження енергоблоку через заплавлення шлако-видалаючої установки. Режим щоденного пуску-зупинки потребує ретельного аналізу теплового стану барабанів котлів у поточний період наван-

таження, а також стану труб пароперегрівачів, де наявний температурний контроль металу в зоні обігріву недостатній. По статистиці більшість руйнувань приходиться на метал, що працює в умовах частих пусків та зупинок. Так, наприклад, частота руйнувань збільшилась після 300–500 пусків (СБГРЕС вже проходила режим з 600 пусками на рік). Необхідно на блоках з відпрацьованим ресурсом ретельно оцінити довготривалу міцність сталей від щільноти карбідних часток [7–8].

Крім задач надійності металу ідеологам комерційного використання режимів частих пусків та зупинок необхідно виділити кошти і час на розроблення та затвердження нормативних документів для роботи на режимі щодобових пусків-зупинок.

Запропонований режим експлуатації різко скоротить вже продовжений ресурс експлуатації вугільних блоків теплових електрических станцій України, а саме ТЕС «ДТЕК Енерго».

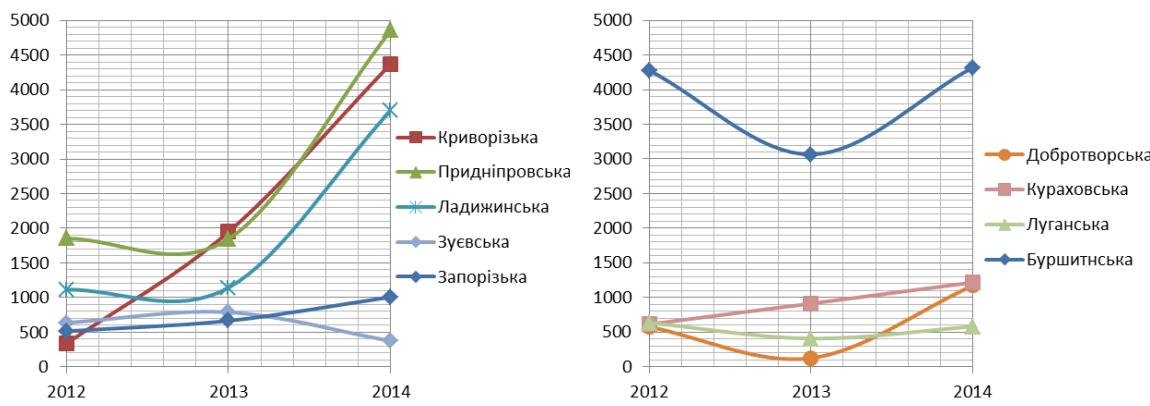


Рис. 5 – Кількість годин в аварійних ремонтах для ТЕС «ДТЕК ЕНЕРГО», год.

Висновки

Для енергетики України характерним є дефіцит маневрових потужностей. Наявні в ОЕС України ГЕС здатні покрити лише третину необхідної маневреної енергії, тому до регулювання потужності часто залишаються пиловугільні блоки 200–300 МВт. Однак такі дії потребують розробки нормативних документів, оскільки наявне обладнання не було запроектоване для роботи в маневрових режимах. Кількість аварійних зупинок та годин в аварійних ремонтах для ТЕС, що на прогнозуваний 2016 рік при роботі в маневреному режимі ці показники будуть дедалі зростати.

Список літератури

- Левин, М. М. Техническое переоснащение угольных энергоблоков 150–300 МВт [Текст] / М. М. Левин, Л. А. Бабичев, О. М. Гуля // Енергетика и электрификация. – 2013. – № 3. – С. 60–75. – ISSN 0424-9879.
- 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. – К.: ГРІФРЕ ; М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. – (Нормативний документ Мінпаливenerго України, Типова інструкція).
- Берлянд, В. И. Обобщение результатов исследования циклической прочности паровых турбин мощностью 160, 200 и 300 МВт при переменных режимах [Текст] / В. И. Берлянд, Е. Р. Плоткин // Теплоэнергетика. – 1992. – № 6. – С. 23–29.
- Любимов, А. А. Анализ состояния металла паровых турбин по факторам безопасности и надежности [Текст] / А. А. Любимов, А. И. Троицкий, В. И. Гладыштейн // Теплоэнергетика. – 2013. – № 1. – С. 33–38. – ISSN 0040-3636.
- Берлянд, В. И. Циклическая прочность корпуса ЦВД при различных способах ночного резервирования блоков с турбинами К-210-130-3 ЛМЗ [Текст] / В. И. Берлянд, А. Д. Трухний, В. П. Складчиков [и др.] // Теплоэнергетика. – 1987. – № 8. – С. 26–31.
- ГНД. Розрахунок показників надійності для електростанцій, теплових мереж та енергокомпаній. – Методика. ГНД 34.09.453-2003. – Київ : ОЕП «ГІФРЕ», 2003. – 43 с.
- Прокопенко, А. Г. Исследование надежности и экономичности работы блоков 200 МВт в режиме минимальных нагрузок [Текст] / А. Г. Прокопенко, Ю. В. Павлив, И. Н. Чепишко [и др.] // Теплоэнергетика. – 1971. – № 6. – С. 6–9.
- Кобазренко, Л. Н. Оптимизация режимов останова энергоблоков 200 МВт при выводах в резерв на период провалов графика нагрузки [Текст] / Л. Н. Кобазренко, А. А. Мадоян, Э. К. Аракелян // Теплоэнергетика. – 1978. – № 3. – С. 9–12.

Bibliography (transliterated)

- Levin, M. M., Babichev L. A. and Gulia O. M. (2013), "Tehnickeskoe pereosnashhenie ugor'nyh jenergoblokov 150–300 MVt [Technical re-equipment of coal-fired power units of 150-300 MW]", *Energetika ta elektrifikaciya [Energy and electrification]*, no. 3, pp. 60–75, ISSN 0424-9879.
- (2005), ND MPE Ukrayiny'. Kontrol` metalu i prodovzhennya terminu ekspluataciji osnovnyx elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplov'yx elektrostancij. – Ty'pova instrukciya. SOU-N MPE 40.17.401:2004 [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004], GRIFRE, Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev, Ukraine.
- Berliand, V. I. and Plotkin, E. R. (1992), "Obobshchenie rezul'tatov issledovanija ciklicheskoy prochnosti parovyh turbin moshhnost'ju 160, 200 i 300 MVt pri peremennyh rezhimah [Generalized results of research of cyclic strength of steam turbines with a capacity of 160, 200 and 300 MW at different operating conditions]", *Teplojenergetika [Thermal energy]*, no. 6, pp. 23–29.
- Liubimov, A. A., Troickiy, A. I. and Hladstejn, V. I. (2013), "Analiz sostojanija metalla parovyh turbin po faktoram bezopasnosti i nadezhnosti [Analysis of the state of the metal steam turbine safety and reliability factors]", *Teplojenergetika [Thermal energy]*, no. 1,

- pp. 33–38, ISSN 0040-3636.
- 5 **Berliand, V. I., Trukhnii, A. D., Skladchikov, V. P.** [et al.] (1987), "Ciklicheskaja prochnost' korpusa CVD pri razlichnyh sposobah nochnogo rezervirovaniya blokov s turbinami K-210-130-3 LMZ [Cyclic strength of HPC casing at various ways of night reserving of blocks with turbines K-210-130-3 LMZ]", *Teplojenergetika [Thermal energy]*, no. 8, pp. 26–31.
- 6 (2003), *Rozrakhunok pokazny'iv nadijnosti dlya elektrostancij, teplov'yx merezh ta energokompanij. – Metody'ka. GND 34.09.453-2003 [IRD. Calculation of reliability for power plants, heat and energy networks. – Methodology. IRD 34.09.453-2003]*, GIFRE, Kyiv, Ukraine.
- 7 **Prokopenko, A. G., Pavliv, Yu. V., Chetishko, I. N.** [et al.] (1971), "Issledovanie nadezhnosti i jekonomichnosti raboty blokov 200 MVt v rezhime minimal'nyh nagruzok [Research of reliability and efficiency of the 200 MW blocks of minimum load conditions]", *Teplojenergetika [Thermal energy]*, no. 6, pp. 6–9.
- 8 **Kobzarenko, L. N., Madojan, A. A., Arakelian, E. K.** (1978), "Optimizacija rezhimov ostanova jenergoblokov 200 MVt pri vyvodah v rezerv na period provalov grafika nagruzki [Optimization of shutdown modes of 200 MW power units with the conclusions of the reserve for the period of the load curve dips]", *Teplojenergetika [Thermal energy]*, no. 3 pp. 9–12.

Відомості про авторів (About authors)

Черноусенко Ольга Юріївна – доктор технічних наук, професор, Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут», завідуючий кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504-82-92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; cher_olya@2c.kiev.ua; ORCID 0000-0002-1427-8068.

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

Пешко Віталій Анатолійович – Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут», аспірант кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 176-54-71; e-mail: vapeshko@gmail.com; ORCID 0000-0003-0610-1403.

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

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Черноусенко, О. Ю. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на надійність та аварійність енергетичного обладнання [Текст] / **О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 100–106. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.14.

Please cite this article as:

Chernousenko, O. and Peshko, V. (2016), "Influence Produced by the Operation of the Power Units of Thermal Power Plants in the Maneuver Load Mode on the Reliability and Accident Rate of Power Equipment". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 100–106, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.14.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Черноусенко, О. Ю. Влияние работы энергоблоков ТЭС в манёвренном режиме на надёжность и аварийность энергетического оборудования [Текст] / **О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 100–106. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.14.

АННОТАЦИЯ Из-за недостаточного количества манёвренных мощностей в ОЭС Украины пылеугольные блоки, спроектированные для базовой работы, привлекаются к регулированию мощности. Проанализировано текущее состояние энергогенерирующего оборудования Украины, отмечены недочёты эксплуатации энергоблоков по отношению к нормативной базе. Проанализировано влияние работы энергоблоков ТЭС Украины в манёвренном режиме и рассчитаны показатели аварийности и удельные показатели надёжности оборудования. Отмечено, что в соответствии с поточному состоянию оборудования, работа в манёвренном режиме является не желательной и требует разработки специальной нормативной базы, поскольку значительно изнашивается имеющиеся основные фонды.

Ключевые слова: тепловые электростанции, энергоблок, Объединённая Энергетическая Система Украины, надёжность, наработка, поврежденность, аварийность.

Надійшла (received) 23.01.2016

A. A. ТАРЕЛИН, Н. В. СУРДУ, А. В. НЕЧАЕВ

ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРИЗАЦИИ ВЛАЖНОПАРОВОГО ПОТОКА И ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ НА ИЗМЕНЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН

АННОТАЦИЯ Приведены экспериментальные данные влияния электрически заряженного влажнопарового потока и электрических полей на механические свойства лопаточных материалов, которые оценивали при помощи измерения микротвёрдости. Установлено, что знак заряда парового потока оказывает влияние на изменение микротвёрдости и степень наводороживания лопаточного материала. Установлено влияние полярности электрических воздействий на кинетику изменения микротвёрдости лопаточных материалов и рассмотрены возможные механизмы этих изменений.

Ключевые слова: электризация влажнопарового потока, ударно-капельная эрозия, инкубационный период, микротвёрдость, наводороживание, адсорбционно-пластифицирующий эффект, водородная хрупкость, микропластификация, разупрочнение.

A. A. TARELIN, N. V. SURDU, A. V. NECHAEV

INFLUENCE OF THE ELECTRIZATION OF WET STEAM FLOW AND ELECTRIC FIELDS ON A CHANGE IN MECHANICAL PROPERTIES OF THE MATERIALS OF TURBINE ROTOR BLADES

ABSTRACT This scientific paper gives consideration to experimental data obtained for the influence produced by electrically charged wet steam flow and electric fields on the mechanical properties of materials used for rotor blades. It was established that the charge sign of the steam flow affects a change in microhardness and a degree of the hydrogen saturation of blade material. The microhardness and the degree of hydrogen saturation of the blade material are affected not only by the flow charge but also by the availability of the electric charge on the specimen and its sign. A linear correlation between the degree of change in the concentration of hydrogen in the metal and the degree of change in its microhardness in test conditions is not observed. This scientific paper gives the analysis of experimental data and it also studies possible mechanisms of changes in the mechanical properties of test materials.

Key words: wet steam flow elecrlization, shock-drop erosion, incubation period, microhardness, hydrogen saturation, adsorption-&-plasticizing effect, hydrogen brittleness, microplastification, loss of strength.

Введение

Известно, что рабочее тело перед последней ступенью и на выходе из паровой турбины (в патрубке) представляет собой двухфазную, электрически заряженную среду с объёмной плотностью зарядов от 10^{-7} до 10^{-3} Кл/м³ [1, 2]. Возникновение зарядов начинается в зоне Вильсона при образовании капель влаги, которая конденсируется на поверхностях проточной части турбины [3]. Образование зарядов в проточной части паровых турбин, имеет особенности, связанные с большими скоростями потока, сложным химическим составом конденсата, а также с наличием естественных электрических полей высокой напряжённости. Процессы зарядообразования, движение в паровом потоке электрически заряженных капель, а также возникающие при их столкновении с рабочими лопатками электрические явления, сопровождаются возникновением импульсных электрических токов и электромагнитных полей и излучений. Наличие электрических полей при механических воздействиях может снижать предел пластичности металлов [4–6], оказывая тем самым заметное влияние на их прочностные свойства в сторону ухудшения. В свою очередь, это будет способствовать

ускоренному развитию эрозионного разрушения рабочих лопаток, что не учитывается в известных физических представлениях и математических моделях ударно-капельной эрозии [7–10].

Анализ состояния проблемы

Микропластическая деформация металлов начинается обычно с поверхности [11], поэтому механические и эксплуатационные показатели ответственных деталей энергосиловых установок во многом зависят от качества поверхности, упруго-напряжённого состояния приповерхностного слоя, наличия и воздействия различных технологических сред, электрических и физических явлений (электрические и магнитные поля и токи, механические колебания и пр.).

Основной причиной эрозии лопаток ступени цилиндра низкого давления (ЦНД), и особенно рабочих лопаток последней ступени, которые имеют наибольшую длину, является ударное воздействие водных капель [7, 8], образующихся в результате аэродинамического диспергирования конденсатной пленки влаги с поверхности кромок направляющих лопаток [12]. Анализ научно-технической информации [7–10], посвящённой

изучению и моделированию процесса ударно-капельного эрозионного разрушения металлов, возникающего при воздействии влажно-парового потока, показал, что разработанные теоретические модели возникновения, трансформации и взаимодействия капельной влаги с элементами проточной части пока не дают удовлетворительных объяснений многим физическим эффектам, в том числе связанным с присутствием в паровом потоке электрически заряженной капельной влаги различной дисперсности. Кроме того, эти модели не отражают причин формирования губчато-игольчатой формы эродированной поверхности (рис. 1). При этом, во всех известных нам физических моделях [7–10] и методах борьбы с капельно-ударной эрозией лопаточных материалов обнаруженные нами электрические явления и сопутствующие им физико-химические процессы, возникающие во влажно-паровом потоке, не только не учитываются, но даже и не рассматриваются.

Следует, однако заметить, что наложение на материал высоковольтных электрических полей различной полярности, может либо ускорять, либо замедлять процесс его эрозионной деградации, поэтому изучение влияния полярности электрически заряженного влажно-парового потока на физико-механические свойства лопаточных материалов, в условиях воздействия электрических полей и токов, является актуальной проблемой.

Также нужно обратить внимание на то, что в настоящее время широкое распространение получает пассивный метод предотвращения эрозионной опасности рабочих лопаток, который заключается в применении тех или иных методов упрочнения эрозионно-опасных участков поверхности рабочих лопаток. Это применение специальных стеллитовых накладок, нанесение защитных многослойных вакуумных покрытий или применение специальных методов локального термического упрочнения. Все эти методы существенно усложняют и без того сложную технологию изготовления длинномерных рабочих лопаток и естественно значительно удороожают их. Поэтому, на наш взгляд, правильнее и дешевле бороться с причинами, а не со следствием, для чего необходимо хорошо понимать физическую природу эрозии.

Постановка задачи

Для уточнения и лучшего понимания физической природы эрозионного разрушения лопаточных материалов и экспериментальной проверки высказанных предположений, была поставлена задача изучения степени влияния полярности электрически заряженного влажного пара и высоковольтных электрических полей, накладываемых на обрабатываемую поверхность, на характер и кинетику изменения механических свойств лопаточных материалов, которые было предложено

оценивать с помощью измерения микротвёрдости поверхности. Как известно [1–2] крупные капли влажно парового потока, набегающие на поверхность рабочих лопаток и вызывающие ударно-капельную эрозию, заряжены преимущественно положительно, при этом ротор с закреплёнными на нем рабочими лопатками рекомендуется заземлять. Столкнувшись с поверхностью лопаток положительно заряженные капли будут разряжаться, «стягивая» на себя электроны, в результате чего, рабочая лопатка по отношению к земле приобретает положительный потенциал. Если же в потоке содержится отрицательно заряженная мелкодисперсная влага, то, разряжаясь на поверхности лопатки она «сбрасывает» избыточные электроны и создаёт на лопатке по отношению к земле отрицательный потенциал.

Таким образом, для исследования практический интерес представляют четыре варианта. Первые два – когда влажнопаровой поток заряжен положительно, а образец в одном случае заземлён, в другом – находится под высоковольтным положительным потенциалом. И следующие два варианта – когда паровой поток заряжен отрицательно, а образец либо заземлён, либо находится под высоковольтным отрицательным потенциалом.

Оборудование, материалы и методика экспериментальных исследований

На первом этапе экспериментального изучения влияния электрического заряда и поля на изменение микротвёрдости поверхности исследуемых образцов, использовали метод обдува поверхности образца низкоскоростной струей паро-капельного потока, который заряжался при помощи коронирующего электрода в виде сетки.

Результаты анализа состояния образцов показали, что, микротвёрдость поверхностей образцов из стали 20Х13, подвергаемых обдуву низкоскоростной струей положительно заряженного влажно-парового потока, уменьшается в 1,6...2,8 раза. Это подтвердило наше предположение о том, что наличие заряда во влажном паре, взаимодействующем с лопаточным материалом, способно приводить к изменениям его прочности.

Далее, на втором этапе исследований, образцы подвергали воздействию высокоскоростного электрически заряженного влажно-парового потока, при различной его полярности, и наличии электрического поля, действующего на поверхность образца. Для этой цели был изготовлен паровой стенд, который был снабжён системой ионизации пара и позиционирования образца, с обеспечением для влажно-парового потока термодинамических условий, приближенных к условиям в зоне выхлопной части ЦНД.

Вначале провели серию экспериментов по определению влияния различных режимов непре-

рывной обработки поверхности исследуемых образцов, на изменение микротвёрдости и содержание водорода. С этой целью опытные образцы, после замера исходной микротвёрдости, подвергались непрерывному воздействию высокоскоростного парового потока в течение 5–6 часов в соответствии с режимами, указанными в табл. 1. После обработки снова замерялась микротвёрдость обработанной поверхности не менее чем в 10 местах при нагрузках 10 и 50 г. Затем методом термодесорбционной масс-спектрометрии (ТДС) определяли спектры десорбции водорода из исходных образцов и прошедших различную обработку (Измерения выполнил А.Н. Морозов в Национальном научном центре «Харьковский физико-технический институт»). Суммарное количество выделившегося водорода определялось по площади фигуры, лежащей под кривой зависимости скорости десорбции газа от времени.

Измерение спектров термодесорбции были выполнены на экспериментальной установке «СКИФ», детально описанной в работе [13]. Выделение водорода в измерительной камере регистрировалось с помощью масс-спектрометра АПДМ-1 настроенного на массу 2 а.е.м. (H_2) и одновременно регистрировалось изменение интегрального давления в камере измерений (газовыделение) с помощью вакуумметра ВИТ-2.

Результаты и их обсуждение

Режимы обработки высокоскоростной струей влажного пара представлены в табл. 1.

Результаты первой серии экспериментов, в которых определялось влияние непрерывного (в течение 5...6 часов) воздействия высокоскоростного потока сухого и влажного пара (в том числе электрически заряженного) в соответствии с режимами, оговорёнными в табл. 1, сведены в табл. 2.

Анализ полученных данных показывает, что полярность электрически заряженного пара, и прикладываемого к образцу высоковольтного потенциала оказывают заметное влияние, как на степень его наводороживания, так и на степень и характер изменения микротвёрдости исследуемого металла. При этом, если судить о влиянии полярности высоковольтного потенциала образца, по изменению содержания водорода, то минимальное, а точнее отсутствие, наводороживания наблюдалось на режиме 3B, когда и образец был под высоковольтным положительным потенциалом, и влажный пар был положительно заряженным. В этом случае концентрация водорода практически осталась такой же, как в исходном состоянии (0,4 ат.%). Однако микротвёрдость H_μ^{10} образца выросла с $100,7 \pm 7,5$ кг/мм² в исходном состоянии до $125,5 \pm 5,8$ кг/мм². По нашему мнению, это может быть связано отчасти с модификацией поверх-

ности ионами азота (ионное азотирование), отчасти с образованием сложно окисных комплексных плёнок, более прочных нежели основной металл.

Таблица 1 – Режимы обработки образцов первой серии экспериментов

Обознач. режима / № образца	Полярность и значение стекающего тока, мкА		Высоковольтное напряжение, кВ	
	образец	ионизатор	Ионизатор	образец
0/0	нет	нет	нет	нет
Перегретый (сухой) пар				
0П/1	нет	нет	нет	нет
Влажный пар				
0В/2	нет	нет	нет	нет
1В/4	5,1	35	8,05	нет
2В/3	-5,1	63	-8,3	нет
5В/8	-70	-100	-6,7	-4,5
3В/10	70	100	8,8	4,2

Таблица 2 – Изменение микротвердости поверхности образцов из стали 20Х13 первой серии второго этапа экспериментов

Обознач. режима / № образ- ца	Время обработки, ч	Микротвердость H_μ , кг/мм ² нагрузка, Р, г		Кол-во водорода Н, ат.%
		10	50	
0/0	нет	$100,7 \pm 7,5$	$175 \pm 1,5$	0,4
Перегретый (сухой) пар				
0П/1	6	109 ± 3	$185,5 \pm 1,1$	0,65
Влажный пар				
0В/2	6	$97,7 \pm 8,2$	$184,5 \pm 1,3$	0,65
1В/4	6	$104,7 \pm 4,7$	$190,5 \pm 1$	2,2
2В/3	6	$97,8 \pm 7,4$	$174,5 \pm 1,1$	4,0
5В/8	5	$105,6 \pm 4,1$	$197 \pm 2,1$	2,0
3В/10	5	$125,5 \pm 5,8$	$220,5 \pm 3$	0,4

Неожиданным оказался результат максимального наводороживания заземлённого образца при его обдуве отрицательно заряженным влажным паром (режим 2B). Концентрация водорода выросла в 10 раз (с 0,4 ат.%) до 4 ат.%), а микротвёрдость H_μ^{10} по отношению к исходному состоянию ($100,7 \pm 7,5$ кг/мм²) незначительно снизилась до $97,8 \pm 7,4$ кг/мм².

Одним из возможных механизмов насыщения металла водородом в этом случае может быть механизм, предложенный в работе [14]



Следует заметить, что линейной корреляции между степенью изменения концентрации водорода в металле и степенью изменения его микро-

твёрдости в исследуемых условиях не наблюдается.

В процессе отладки методики экспериментальных исследований на первом этапе нами была замечена нелинейность кинетики изменения микротвёрдости поверхности исследуемых образцов при варьировании только временем воздействия уже в пределах 1–3 часа воздействия. В связи с этим возникла необходимость в экспериментальной проверке кинетики изменения микротвёрдости поверхности исследуемых образцов на тех же режимах обработки в пределах до 10 часов суммарного воздействия. Для этого была проведена вторая серия экспериментов в которой, через каждый час воздействия, образец снимался со стендса, делались замеры микротвёрдости его поверхности, и он снова устанавливался на стенд и подвергался дальнейшему воздействию. Общее время воздействия составляло 10 часов. Обработанные результаты исследований представлены в виде графиков на рис. 2–5. Для наглядности строились графики кинетики относительного изменения микротвёрдости $\varepsilon(H_\mu)_\tau^P$, каждая точка определялась по зависимости

$$\varepsilon(H_\mu)_\tau^P = \frac{(H_\mu)_\tau^P - (H_\mu)_0^P}{(H_\mu)_0^P},$$

где $(H_\mu)_0^P$ – исходное (начальное) значение микротвёрдости поверхности образца (P – нагрузка на пирамидку), $(H_\mu)_\tau^P$ – текущее значение микротвёрдости, или значение микротвёрдости определённое после обработки паром в течение некоторого времени τ час.

Из анализа результатов, представленных в виде графиков (рис. 2–5), можем сделать следующие наблюдения.

При воздействии высокоскоростного отрицательно заряженного потока влажного пара на заземлённый образец № 1, вначале (рис. 2), в течение первого часа, наблюдается увеличение относительного изменения микротвёрдости поверхности металла на 50 % для H_μ^{10} и на 30 % для H_μ^{50} , что может быть вызвано как имплантацией ионов азота (микро азотирование), так и образованием окисных (в том числе комплексных) плёнок, более прочных, нежели основной металл. В последующем, после 2...10 часов обработки, наблюдается уже разупрочнение металла, которое проявляется как уменьшение микротвёрдости, что связано уже с его локальной микропластификацией [15, 16], вызванной, прежде всего, превалирующим наводороживанием. Причём степень влияния на микротвёрдость образующихся плёнок и наводороживания находятся как бы в конкурентной борьбе, о

чем свидетельствует сложный характер зависимости

$$\varepsilon(H_\mu)_\tau^P = f(\tau).$$

При воздействии же на заземлённый образец (№ VI) положительно заряженного высокоскоростного потока влажного пара (рис. 3), процесс наводороживания (по типу катодной поляризации) превалирует над химическими преобразованиями в тонком поверхностном слое. Поэтому относительное изменение микротвёрдости исследуемого образца в течение первых двух часов, за счёт локальной микропластификации монотонно уменьшается на –40 % для H_μ^{10} и на –10 % для H_μ^{50} , а затем колебляясь по сложной зависимости достигает максимального (по сравнению с исходной) изменения на –(45...50)% для H_μ^{10} и примерно на –(15...20) % для H_μ^{50} . Большее (по модулю) относительное изменение микротвёрдости при малых нагрузках говорит о том, что процессы влияния происходят в основном в тонком поверхностном слое и проявляются при проникновении алмазной пирамидки на глубину до 4 мкм.

Наложение на образец (№ 3) отрицательного потенциала при воздействии отрицательно заряженным потоком влажного пара, приводит к тому, что относительное изменение микротвёрдости H_μ^{10} , в течение первого часа воздействия и меняется на –12 %, и на –17 % по истечении 2 часов для H_μ^{50} . Затем, монотонно уменьшаясь, после 4 часов воздействия относительное изменение микротвёрдости H_μ^{10} достигает 2,5 %, а H_μ^{50} достигает нулевого значения (рис. 4). И по истечении 10 часов относительное изменение микротвёрдости для H_μ^{10} достигает 5 %, для H_μ^{50} 2,5 %. По нашему мнению, такое поведение микротвёрдости связано с тем, что вначале превалирует водородная микропластификация поверхностных слоёв металла, а затем начинает больше сказываться влияние ионного азотирования и образование сложных окисных плёнок, обладающих повышенной прочностью.

Такое сочетание полярности заряженного влажно-парового потока и поверхности лопатки будет способствовать снижению вероятности возникновения эрозионного износа как за счёт формирования более прочных сложно-окисных плёнок, так и за счёт того, что отрицательный заряд влажно-парового потока свидетельствует о малом содержании крупнодисперсной влаги, которая в основном и ответственна за возникновение ударно-капельной эрозии.

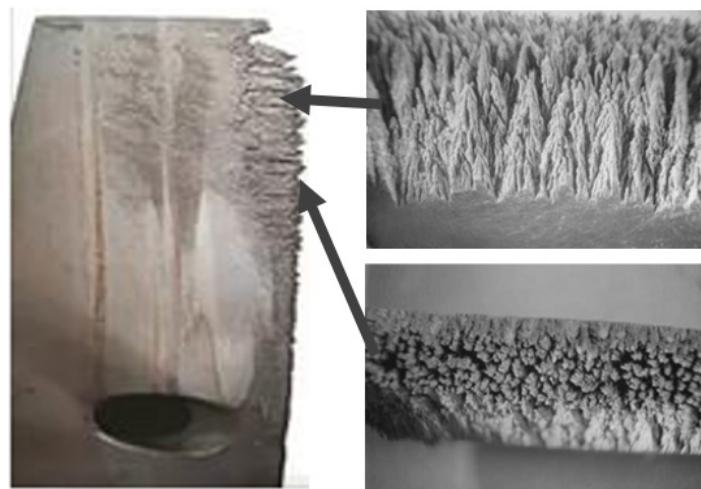


Рис. 1 – Внешний вид эродированных участков поверхности входной кромки рабочей лопатки паровой турбины из сплава ТС5 отработавшей 70000 часов на Южно-Украинской АЭС (увеличение в 40 раз)

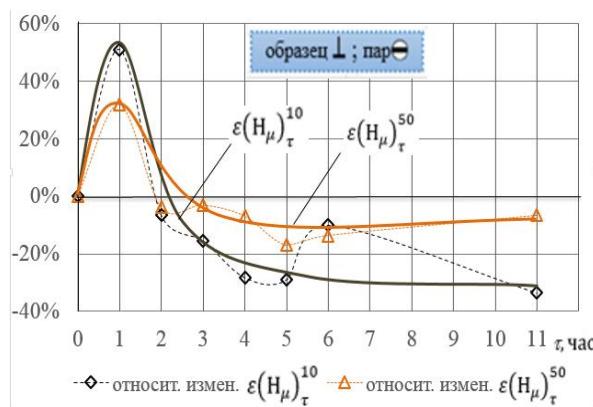


Рис. 2 – Кинетика относительного изменения микротвердости поверхности заземленного образца (№ 1) из стали 1Х11МФШ при воздействии высокоскоростным потоком отрицательно заряженного пара (режим 2В)

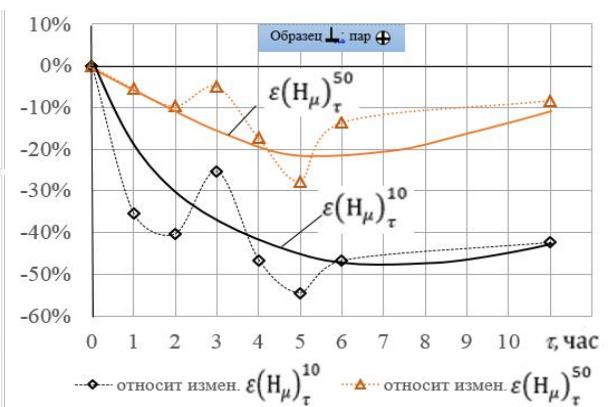


Рис. 3 – Кинетика относительного изменения микротвердости поверхности заземленного образца (№ VI) из стали 1Х11МФШ при воздействии высокоскоростным потоком положительно заряженного пара (режим 1В)

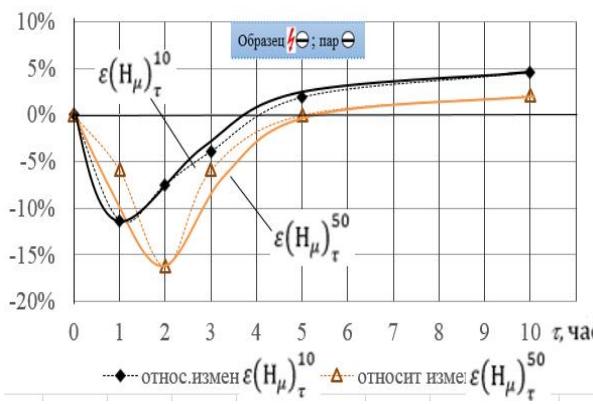


Рис. 4 – Кинетика относительного изменения микротвердости поверхности образца (№ 3) из стали 1Х11МФШ, находящегося под высоковольтным отрицательным потенциалом при воздействии высокоскоростным потоком отрицательно заряженного пара (режим 5В)

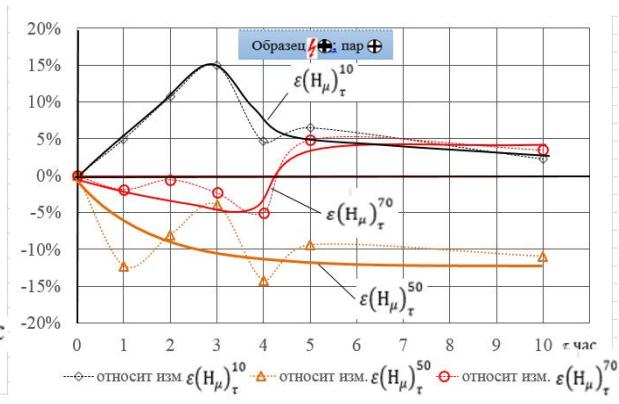


Рис. 5 – Кинетика относительного изменения микротвердости поверхности образца (№ 13) из стали 1Х11МФШ, находящегося под высоковольтным положительным потенциалом при воздействии высокоскоростным потоком положительно заряженного пара (режим 3В)

При воздействии на исследуемый образец (№ 13), находящийся под высоковольтным положительным потенциалом, высокоскоростной струй положительно заряженного влажно-парового потока (рис. 5), наблюдается довольно сложная кинетика относительного изменения микротвёрдости поверхности, определяемой при нагрузке на индентор 10, 50 и 70 грамм. По-нашему мнению это связано с тем, что в этом случае в поверхностном слое металла происходят два конкурирующих процесса: наводороживание и ионно-плазменное азотирование. При этом в тонком поверхностном слое превалирующее влияние на относительное изменение микротвёрдости H_μ^{10} вначале оказывает повышение прочности за счёт ионно-плазменного азотирования, которое достигает максимального влияния 14 % через 3 часа от начала воздействия. Затем начинает сказываться локальное микропластифицирующее влияние протонного водорода, в результате чего по истечении 10 часов воздействия относительное изменение микротвёрдости H_μ^{10} достигает 2 % и имеет тенденцию на уменьшение. Относительное изменение микротвёрдости H_μ^{50} носит сложный поликстремальный, гармонический характер, но обладает общей превалирующей тенденцией повышения степени разупрочнения материала за счёт локальной микропластификации из-за наводороживания, которое по истечении 10 часов достигает -12 %. Более сложный характер относительного изменения микротвердости наблюдается для H_μ^{70} . В этом случае, в первые 4 часа воздействия незначительное превалирующее влияние оказывает локальная микропластификация из-за наводороживания, в результате чего относительное изменение микротвердости находится в пределах -2 %, а затем в промежутке с 4 до 5 часов воздействия изменяется в сторону упрочнения и достигает изменения 5 % и затем имеет тенденцию уменьшение до 4 % к концу 10 часов воздействия. Такой сложный характер поведения относительного изменения микротвердости поверхности образца, находящегося под высоковольтным положительным потенциалом при воздействии положительно заряженного парового потока, говорит о сложных физико-химических и диффузионных процессах, протекающих в поверхностном слое металла, и оказывающих сложное конкурирующее-доминирующее влияние на прочность металла. Основным в этом случае следует считать тот момент, что в реальных условиях паровой турбины положительно заряженный паровой поток свидетельствует о наличии крупнодисперсной влаги, которая является основным «носителем» механической энергии, необходимой для осуществления микропластических деформаций и развития эрозионного разрушения лопаточного материала.

Выводы

Проведённый анализ позволяет сделать следующие выводы.

1 Наличие электрически заряженной влаги во влажнопаровом потоке, обдувающем металлическую поверхность, оказывает электро-физико-химическое влияние на процессы взаимодействия влаги и металла, что приводит к наводороживанию, образованию окисных пленок, в результате чего происходит изменение микротвёрдости поверхности. При этом степень её изменения зависит от полярности электрического заряда и наличия на образце высоковольтного электрического потенциала.

2 Наибольшее уменьшение микротвёрдости наблюдается при обдуве заземлённого образца положительно заряженным влажно паровым потоком. При этом относительное уменьшение микротвёрдости, определённое при нагрузке на 10 г, может достигать -(45...50) %, а при нагрузке 50 г -(25...30) % (см. рис. 3). В плане интенсификации эрозионного разрушения металлов при ударно-капельном воздействии это наиболее опасный, чаще всего наблюдающийся на практике [2] случай. В этом случае наложение на лопатку высоковольтного положительного потенциала приводит к созданию условий для повышения микротвёрдости (см. рис. 5), что конечно же снижает эрозионную опасность разрушения лопаточного материала. Поэтому можно рекомендовать не заземлять ротор, а поддерживать положительный потенциал на определённом уровне, обеспечивая при этом электронную защиту от электрического пробоя (короткого замыкания) через подшипниковый узел.

3 Впервые установлено, что воздействие на лопаточный материал электрически заряженного влажного пара приводит к наводороживанию металла как при положительном, так и при отрицательном знаке заряда, причём, при отрицательной полярности, содержание водорода в обработанных паром образцах почти в два раза выше нежели при воздействии положительно заряженного пара, что хорошо согласуется с данными работы [17].

4 Процесс ударно-капельного эрозионного разрушения металлов в условиях электрически заряженного влажно-парового потока нельзя свести к чисто механическим представлениям. Он состоит из целого комплекса параллельно-последовательных, взаимно обуславливающих, электро-физико-химических явлений, которые протекают в тонком поверхностном слое, и оказывают решающее влияние на процесс в целом. Для изучения и идентификации указанных явлений требуется проведение специальных исследований с применением методов и подходов нано уровня.

Таким образом, при разработке математических моделей для диагностики и прогнозирования процесса ударно-капельной эрозии лопаточных материалов, а также при разработке мероприятий

по снижению или предотвращению опасности эрозионного разрушения лопаточных материалов обязательно необходимо учитывать явление электризации влажнопарового потока, при котором наблюдается возникновение электро-физико-химических явлений и процессов приводящих как и к наводороживанию с развитием водородной деградации лопаточных материалов, так и к электрохимической коррозии. Применение пассивных методов защиты от эрозии, таких как нанесение композиционных (многослойных) вакуумно-плазменных покрытий, использование различного рода высокопрочных вставок, специальных методов локального термического упрочнения кромок и пр., конечно же могут помочь решать эту проблему, однако они значительно удороожают капитальные затраты на готовые лопатки, а без чёткого понимания физики процесса эрозионных явлений могут оказаться не оптимальными. По нашему убеждению, изучение и понимание электрических процессов и явлений их порождающих во влажнопаровом потоке проточной части паровых турбин позволит вести борьбу не с последствиями, а с причинами эрозионных явлений, что окажется значительно и дешевле, и надёжнее.

Список литературы

- 7 **Ковалський, А. Э.** Развитие теории каплеударной эрозии и создание эффективной противоэрозионной защиты рабочих лопаток паровых турбин [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.16 «Турбомашины и турбоустановки» / **Ковалський Александр Эдуардович**. – Харьков, 2007. – С. 100–108.
- 8 **Шубенко, А. Л.** Каплеударная эрозия лопаточных аппаратов паровых турбин. Прогнозирование и методы защиты [Текст] / **А. Л. Шубенко, А. Э. Ковалський** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 7. – С. 76–87. – Бібліограф. : 27 назв. – ISSN 2078-774X.
- 9 **Медников, А. Ф.** Определение длительности инкубационного периода процесса каплеударной эрозии рабочих лопаток последних ступеней проектируемых паровых турбин большой мощности [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 «Турбомашины и комбинированные турбоустановки» / **Медников Алексей Феликсович**. – М., 2012. – 20 с.
- 10 **Фаддеев, И. П.** Эрозия влажнопаровых турбин [Текст] / **И. П. Фаддеев**. – Ленинград : Машиностроение, 1974. – 208 с.
- 11 **Алексин, В. П.** Физика прочности и пластичности поверхностных слоёв материалов [Текст] / **В. П. Алексин**. – М. : Наука, 1983. – 280 с.
- 12 **Тищенко, В. А.** Разработка и реализация методики определения параметров жидкой фазы влажно парового потока в элементах проточных частей турбомашин [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 «Турбомашины и комбинированные турбоустановки» / **Тищенко Виктор Александрович**. – М., 2014. – 213 с.
- 13 **Ружицкий, В. В.** Многоцелевая экспериментальная установка «СКИФ» [Текст] / **В. В. Ружицкий, Ю. А. Грибанов, В. Ф. Рыбалко, С. М. Хазан, А. Н. Морозов, И. С. Мартынов** // ВОПРОСЫ АТОМНОЙ НАУКИ и ТЕХНИКИ. Серия «Физика радиационных повреждений и радиационное материаловедение». – 1989. – Вып. 4/51. – С. 84–89.
- 14 **Гаркунов, Д. Н.** Водородное изнашивание деталей машин [Текст] : моногр. / **Д. Н. Гаркунов, Г. И. Суранов, Ю. А. Хрусталев**. – Ухта : УГТУ (расшифровать), 2003. – 199 с. – ISBN 5-88179-319-6.
- 15 **Сурду, Н. В.** Микромеханизм влияния сред на пластическое деформирование и разрушение металлов. Часть 2. Модель микромеханизма [Текст] / **Н. В. Сурду** // Вопросы проектирования и производства летательных аппаратов : Сб. науч. трудов. – Харьков : НАКУ «ХАИ», 2001. – Вып. 24(1). – С. 139–147.
- 16 **Сурду, Н. В.** Микромеханизм адсорбционного влияния сред на свойства деформируемых металлов [Текст] / **Н. В. Сурду** // Труды III Международной конференции «ВОМ-2001»: Водородная обработка материалов. – Донецк : ДГТУ, 2001. – Т. 2. – С. 374–376.
- 17 **Сміян, О. Д.** Водень в металі як бозонна рідина [Текст] / **О. Д. Сміян** // Фізика і хімія твердого тіла. – 2004. – Т. 5, № 4. – С. 750–757.

Bibliography (transliterated)

- 1 Tareljin, A. A., Skljarov, V. P., Veres, O. and Surdu N. V. (1999), "Elektrofizicheskie javlenija v parovyh turbi-

- nah [Electrophysical phenomena in steam turbines]", *Prom. teplotekhnika* [Industrial heat engineering], no. 4–5, pp. 98–102.
- 2 **Tarelin, A. A. and Skljarov, V. P.** (2011), *Jelektrofizicheskie javlenija i neravnovesnye processy v parovyh turbinah* [Electrophysical phenomena and non-equilibrium processes in steam turbines], NAN Ukrayiny, Institut problem mashinostroenija, FLP Ivanchenko I.S., Kharkov, Ukraine, ISBN 978-966-02-6237-9.
 - 3 **Semenov, I. P., Troickij, L. I., Tarelin, A. L., Skljarov, V. P. and Duli, K. R.** (2001), "Opredelenie ob'emnoj plotnosti zarjadov v potokе kondensirujushhegosja para pri razlichnyh vodno-himicheskikh rezhimah" [The definition of volume charge density in the flow of condensing steam at different water-chemical regimes]", *Probl. mashinostroenija* [Institute of problems of mechanical engineering], vol. 3, no. 3–4, pp. 12–22.
 - 4 **Konovalov, S. V., Filip'ev, R. A. and Stolboushkina, O. A.** et al. (2009), Upravlenie plastichnost'ju metallov slabymi elektricheskimi vozdeystvijami [Management plasticity of metals weak electrical influences], *Vestnik Novosibirskogo gosudarstvennogo Universiteta* [Vestnik of Novosibirsk state University (NSU). Series: Physics] vol. 4, no. 4, pp. 65–70., ISBN 1818-7994
 - 5 **Zuev, L. B., Danilov, V. I. and Konovalov, S. V.** et al. (2009), "O vlijanii kontaktnoj raznosti potencialov i elektricheskogo potenciala na mikroverdost' metallov" [The influence of contact potential difference and electrical potential on the microhardness of metals]", *Fizika tverdogo tela* [Solid state physics], vol. 51, issue 6, pp. 1077–1080, ISSN 0367-3294
 - 6 **Konovalov, S.V., Zaguljaev, D. V. and Ivanov Ju. F.** et al. (2011), "Vlijanie magnitnogo polja na poverhnost' razrushenija aluminija pri polzuchesti" [Effect of magnetic field on fracture surface of aluminum under creep], *Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N.I. Lobachevskogo* [Bulletin of the Nizhny Novgorod University. N.I. Lobachevsky], no. 2(1), pp. 33–37, ISSN1993-1778
 - 7 **Kovalsky, A. E.** (2007), "Razvitie teorii kapeudarnoj jerozii i sozdanje effektivnoj protivojerozionnoj zashchity rabochih lopatok parovyh turbin" [The development of the theory of drop-impact erosion and the building of effective anti-erosion protection of rotor blades of steam turbines]", D. Sc. Thesis, 05.05.16 The turbo machines and turbine installations, Institute of problems of mechanical engineering, Kharkov, Ukraine.
 - 8 **Shubenko, A. L. and Kovalsky, A. E.** (2012), "Kapeudarnaja jerozija lopatochnyh apparatov parovyh turbin. Prognozirovanie i metody zashchity" [Dropstroke Erosion of Blades Devices of Steam Turbines. Forecast and Methods of Safeguard]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 7, pp. 76–87, ISSN 2078-774X.
 - 9 **Mednikov, A. F.** (2012), "Opredelenie dlitel'nosti inkubacionnogo perioda processa kapeudarnoj jerozii rabo chih lopatok poslednih stupenej proektiruemyh parovyh turbin bol'shoj moshhnosti" [The duration of the incubation period, the process dropstroke erosion of the blades of the last stages of the designed high power steam turbines]", Abstract of Ph.D. dissertation, 05.04.12 "Turbomashiny i kombinirovannyе turboustanovki" [Turbomachines and combined turbo-installation"], National research University "MEI", Moscow, Russia.
 - 10 **Faddeev, I. P.** (1974), *Jerozija vlazhnoparowych turbin* [Erosion in wet steam turbines], Mashinostroenie, Lenigrad, Russia.
 - 11 **Alehin, V. P.** (1983), *Fizika prochnosti i plastichnosti poverhnostnyh sloev materialov* [Physics of strength and plasticity of surface layers of materials], Nauka, Moscow, Russia.
 - 12 **Tishchenko, V. A.** (2014), "Razrabotka i realizacija metodiki opredelenija parametrov zhidkoj fazy vlazhno parovogo potoka v jelementah protochnyh chastej turbomashin" [Development and implementation of methods for determining the parameters of the liquid phase of wet steam flow in elements flowing parts of turbo machines], Abstract of Ph.D. dissertation, 05.04.12 Turbomachines and combined turbo-installation, National research University "MEI", Moscow, Russia.
 - 13 **Ruzhickij, V. V., Gribanov, Ju. A., Rybalko, V. F., Hazan, S. M., Morozov, A. N. and Martynov, I. S.** (1989), "Mnogocelevaja eksperimental'naja ustavovka "SKIF" [Multipurpose test bench "SKIF"]", *VANT. Ser. FRP i RM* [Problems of Atomic Science and Technology. Series "Physics of radiation damages and radiation materials science"], issue 4/51, pp. 84–89.
 - 14 **Garkunov, D. N., Suranov, G. I. and Hrustalev, Ju. A.** (2003), *Vodorodnoe iznashivanie detalej mashin: Monografija* [Hydrogen wear of machine parts], UGTU [Ukhta State Technical University], Uhta, Russia.
 - 15 **Surdu, N. V.** (2001), "Mikromehanizm vlijanija sred na plasticheskoe deformirovanie i razrushenie metallov. Chast' 2. Model' mikromehanizma" [Micro mechanisms of media influence on plastic deformation and fracture of metals. Part 2. Model micromechanism], *Voprosy proektirovaniya i proizvodstva letatel'nyh apparatov* [The design and production of aircraft], issue 24(1), pp. 139–147.
 - 16 **Surdu, N. V.** (2001), "Mikromehanizm adsorbcionnogo vlijanija sred na svojstva deformiruemyh metallov" [Micro mechanisms of adsorption the influence of environments on the properties of wrought metals], *Trudy III Mezhdunarodnoj konferencii «VOM-2001»: Vodorodnaja obrabotka materialov* [Proceedings of III International conference "VOM-2001": Hydrogen processing of materials], vol. 2, pp. 374–376.
 - 17 **Smijan, O. D.** (2004), "Voden' v metali jak bozonna riddyna" [Hydrogen in the metal as Bozena liquid]", *Fizika i himija tverdogo tila* [Physics and chemistry of solids], vol. 5, no. 4, pp. 750–757.

Сведения об авторах (About authors)

Тарелин Анатолий Алексеевич – доктор технических наук, член-кор НАН України, зав. отделом, Інститут проблем машинобудування ім. А.Н.Подгорного, г. Харків, Україна; e-mail: tarelin@ipmach.kharkov.ua.

Tarelin Anatoly Alexeyevich – Doctor of Technical Sciences, member-correspondent of National Academy of Sciences of Ukraine, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Сурду Николай Васильевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела общетехнических исследований в энергетике, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: surdunick@mail.ru.

Surdu Nikolay Vasilievich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), senior researcher of the Department for General research in power engineering, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Нечаев Андрей Викторович – ведущий инженер отдела общетехнических исследований в энергетике, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: a_nechaev@inbox.ru

Nechaev Andrey Viktorovic – Leading engineer of Department for General research in power engineering, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Тарелин, А. А. Влияние электризации влажнопарового потока и электрических полей на изменение механических свойств материалов рабочих лопаток турбин [Текст] / А. А. Тарелин, Н. В. Сурду, А. В. Нечаев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 107–115. – Бібліогр. : 17 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.15.

Please cite this article as:

Tarelin, A. A., Surdu, N. V. and Nechaev, A. V. (2016), “Influence of the Electrization of Wet Steam Flow and Electric Fields on a Change in Mechanical Properties of the Materials of Turbine Rotor Blades”, *Bulletin of NTU "KhPI"*. Series: *Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 107–115, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.15.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Тарелін, А. О. Вплив електризації вологопарового потоку та електричних полів на зміну механічних властивостей матеріалів робочих лопаток турбін [Текст] / А. О. Тарелін, М. В. Сурду, А. В. Нечаєв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 107–115. – Бібліогр. : 17 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.15.

АНОТАЦІЯ Наведено експериментальні дані впливу електрично зарядженого потоку вологої пари і електричних полів на механічні властивості лопаткових матеріалів, які оцінювали за допомогою вимірювання мікротвердості. Встановлено, що знак заряду потоку вологої пари спричиняє зміну мікротвердості і ступені насичення лопаткового матеріалу воднем. Встановлено вплив полярності електричних збуджень на кінетику зміни мікротвердості лопаткових матеріалів та розглянуто можливі механізми прояву зазначених змін.

Ключові слова: електризація потоку вологої пари, ударно-краплинна ерозія, інкубаційний період, мікротвердість, насичення воднем, адсорбційно-пластифікуючий ефект, воднева крихкість, мікропластифікація, знеміцнення.

Поступила (received) 16.01.2016

Ю. А. ЮДИН, В. П. СУББОТОВИЧ, А. В. ЛАПУЗИН, А. Ю. ЮДИН, С. А. ТЕМЧЕНКО

О ВЛИЯНИИ НАДБАНДАЖНОЙ ПРОТЕЧКИ НА АЭРОДИНАМИКУ ВЫХОДНЫХ ДИФФУЗОРОВ ЦВД ПАРОВЫХ ТУРБИН

АННОТАЦІЯ Виконано розрахункові дослідження з використанням *CFD* осесиметричного осерадиального диффузора, характерного для вихлопних патрубків циліндрів високого тиску парових турбін, в широкому діапазоні змін величини надбандажної протечки після останньої ступені ЦВД. Встановлено, що при мінімальних значеннях протечки, яка характерна для уплотнень сотової конструкції, течіє в диффузорі відкрите і коефіцієнт повних втрат має найбільші значення, а при збільшенні надбандажної протечки, яка має місце у традиційних уплотненнях лабіринтового типу, точка від'єзду потоку від обечайки сдвигається до вихідного сечіння, значно знижуючи коефіцієнт повних втрат.

Ключові слова: надбандажна протечка, осерадиальний диффузор, уплотнення, коефіцієнти втрат, від'єзди потоку.

Yu. A. YUDIN, V. P. SUBOTOVICH, A. V. LAPUZIN, A. Yu. YUDIN, S. A. TEMCHENKO

INFLUENCE OF THE ABOVE-SHROUD LEAKAGE ON THE AERODYNAMICS OF EXIT DIFFUSERS OF THE HIGH PRESSURE CYLINDERS OF STEAM TURBINES

ABSTRACT The leakage above the rotor wheel in the last turbine stage can positively influence the characteristics of the diffuser acting by analogy to the special inflation of the flow into the boundary layer in the external bypass of the diffuser. Contemporary structures of high pressure cylinders are equipped with axial-radial diffuser or diffuser installed in the exhaust pipe branch; therefore the problem of influence of the above-shroud leakage in the last stage on the aerodynamics of the exit diffuser of high pressure cylinders is rather vital. Computing investigations were carried out using *CFD* of the axisymmetric axial-radial diffuser peculiar for the exhaust pipe branches of high pressure cylinders of steam turbines in a wide range of pressure variations that define a value of the above-shroud leakage in the rotor wheel of the last stage. The flow behavior in the diffuser, the coefficients of losses and the pressure distribution on the diffuser cowling have been studied. It has been established that at the minimum values of leakage, which is peculiar for the seals of a cellular structure the flow in the diffuser is detachable and a coefficient of full losses has maximum values and at an increased above-shroud leakage that occurs in the traditional seals of a labyrinth type the point of flow separation from the cowling shifts towards the exit section lowering considerably the coefficient of full losses.

Key words: above-shroud leakage, axial-radial diffuser, seal, coefficients of losses, and the flow separation.

Введение

Перспективным направлением повышения экономичности турбин является снижение протечек через радиальные зазоры между ротором и статором. Уменьшить до минимума протечки по сравнению с традиционными лабиринтовыми уплотнениями позволяют контактные уплотнения: сотовые, щеточные, прирабатываемые из порошкового материала и т.п., которые начали применяться в турбинах и компрессорах [1–3]. В тоже время, протечка над рабочим колесом последней ступени турбины может оказывать положительное влияние на характеристики диффузора, действуя аналогично специальному вдуву потока в пограничный слой на наружном обводе диффузора [4]. Экспериментальные данные, полученные при исследованиях последней ступени с осерадиальным диффузором выхлопного патрубка цилиндра низкого давления и различными значениями радиального зазора над рабочим колесом, показали, что существует диапазон зазоров, в котором КПД отсека – «последняя ступень + диффузор» может оставаться неизменным, несмотря на естественное снижение КПД последней ступени при увеличении зазора [5]. Управление течением, с помощью вдува

потока вдоль обечайки диффузора широко используется в выхлопной части цилиндра низкого давления [6, 7]. В современных конструкциях цилиндрів високого давлення (ЦВД) в выхлопном патрубке устанавливают осерадиальный диффузор, поэтому проблема влияния надбандажной протечки в последней ступени на аэродинамику выходного диффузора ЦВД является актуальной.

Цель работы

Выполнить расчётные аэродинамические исследования с помощью *CFD* осерадиального диффузора выхлопного патрубка цилиндра высокого давления современной мощной паровой турбины при изменении надбандажной протечки в рабочем колесе от минимального значения, близкого к нулевому, до значения, превышающего естественную протечку. Определить характер течения в диффузоре, коефіцієнт повних втрат и его составляющие.

Компьютерная модель диффузора и аэродинамические параметры

Для проведения расчётных аэродинамических исследований подготовлена компьютерная модель осесимметричного осерадиального диффузора выхлопного патрубка ЦВД. У поверхностей, ограничивающих проточную часть диффузора, сетка в расчетной области сгущалась. В качестве модели турбулентности выбрана $k-\epsilon$. Расчетная модель соответствует диффузору, выполненному в масштабе 1:3 по отношению к натурным размерам, и испытанному на воздушном стенде кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ». Сравнение расчетного и экспериментального распределения параметров в контрольных сечениях диффузора показало удовлетворительное совпадение.

Особенностью конструкции входного участка является технологическая периферийная камера (ПК), расположенная между бандажом рабочего колеса, усиком уплотнения, радиальным зазором и обечайкой диффузора (рис. 1). Для имитации выхода потока из последней ступени выполнено два входных сечения в диффузор. В сечении 1 задавались параметры основного потока на входе в диффузор (за рабочим колесом вдоль радиуса до бандажа), в сечении 2 параметры, определяющие надбандажную протечку при неизменной величине радиального зазора (рис. 1). Давление торможения в сечении 1 $P_1^* = 102,8$ кПа и давление на выходе в сечении 5 (рис. 1), которое, как и в эксперименте, задано равным барометрическому $P_5^* = 101,3$ кПа, не изменились. Изменение надбандажной протечки осуществлялось варьированием давления торможения в сечении 2 – P_2^* , которое имело двенадцать значений: 100,4; 100,7; 101,3; 102,8; 103,8; 105,8; 111,3; 116,3; 121,3; 126,3; 131,3; 136,3 кПа. При минимальном значении давления $P_2^* = 100,4$ кПа протечка практически отсутствовала, при значении $P_2^* = 131,3$ кПа перепад давлений, определяющий скорость выхода потока из радиального зазора, был близок к реальному значению, а при максимальном значении давления $P_2^* = 136,3$ кПа протечка обеспечивала безотрывное течение в диффузоре. При небольших значениях давления торможения $P_2^* = 100,4$; 100,7; 101,3; 102,8; 103,8 кПа влияние импульса струи надбандажной протечки на характеристики диффузора с определенными допущениями можно рассматривать, как влияние протечки при износе контактного уплотнения.

Коэффициенты потерь определялись для проточной части диффузора от сечения 3, расположенного за периферийной камерой, до сечения 4, размещенного на выходе осерадиального участка (рис. 1) по известной методике [8]:

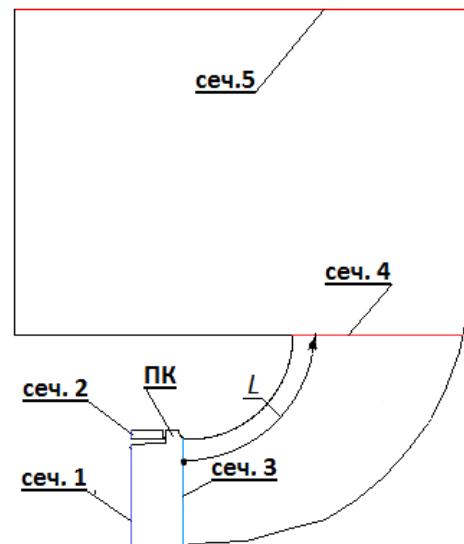


Рис. 1 – Контрольные сечения в диффузоре:
ПК – периферийная камера; L – длина обечайки

$$\zeta_{\text{п}} = \zeta_{\text{вс}} + \zeta, \quad \zeta_{\text{п}} = f(P_3^*, P_3, P_4), \\ \zeta_{\text{вс}} = f(P_3^*, P_3, P_4^*, P_4), \quad \zeta = f(P_3^*, P_3, P_4^*).$$

При взаимодействии надбандажной протечки с основным потоком можно использовать безразмерный параметр – коэффициент импульса струи протечки [6]. В данном исследовании, учитывая неизменность давления торможения P_1^* основного потока, для характеристики надбандажной протечки использовано давление торможения P_2^* в сечении 1 перед усиком уплотнения. При увеличении давления P_2^* одновременно увеличивались скорость и расход протечки, а соответственно и ее импульс.

Результаты расчётных исследований

Диапазон давлений $P_2^* = 100,4–103,8$ кПа

При минимальном давлении $P_2^* = 100,4$ кПа в периферийной камере перед наружным обводом образуется циркуляционная зона 1 ЦЗ (рис. 2), которая при взаимодействии с основным потоком на периферии оказывает небольшой положительный эффект, способствуя «подтягиванию» потока к обечайке (рис. 2б). Близкая к нулю протечка практически не влияет на циркуляционную зону в ПК. Однако недостаток энергии в пограничном слое и положительный градиент давления приводят к отрыву потока от середины обечайки ($L \sim 24$ мм от сечения 3, рис. 3). Между обечайкой и основным потоком образуется вторая более масштабная циркуляционная зона 2 (рис. 2а). Коэффициенты потерь диффузора имеют следующие значения: $\zeta_{\text{п}} = 0,58$, $\zeta_{\text{вс}} = 0,50$, $\zeta = 0,09$ (рис. 6).

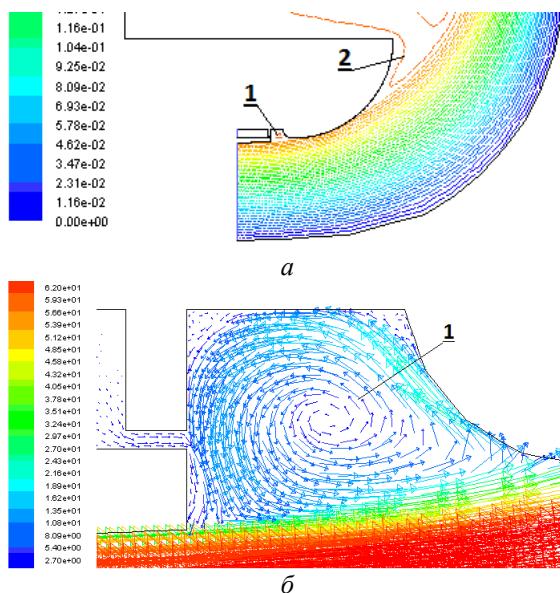


Рис. 2 – Течение в диффузоре при мінімальній протечці ($P_2^* = 100,4 \text{ кПа}$): а – лінії тока в диффузорі; б – вектори швидкості в області бандажа: 1 – циркуляційна зона (ЦЗ 1) в ПК; 2 – ЦЗ 2 на виході из диффузора

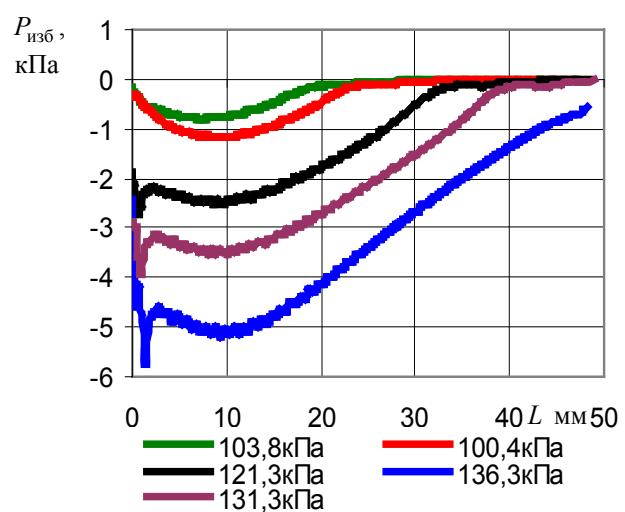


Рис. 3 – Розподіл избыточного давлення $P_{изб}$ вдоль обечайки диффузора при п'яти значеннях давлення торможення P_2^*

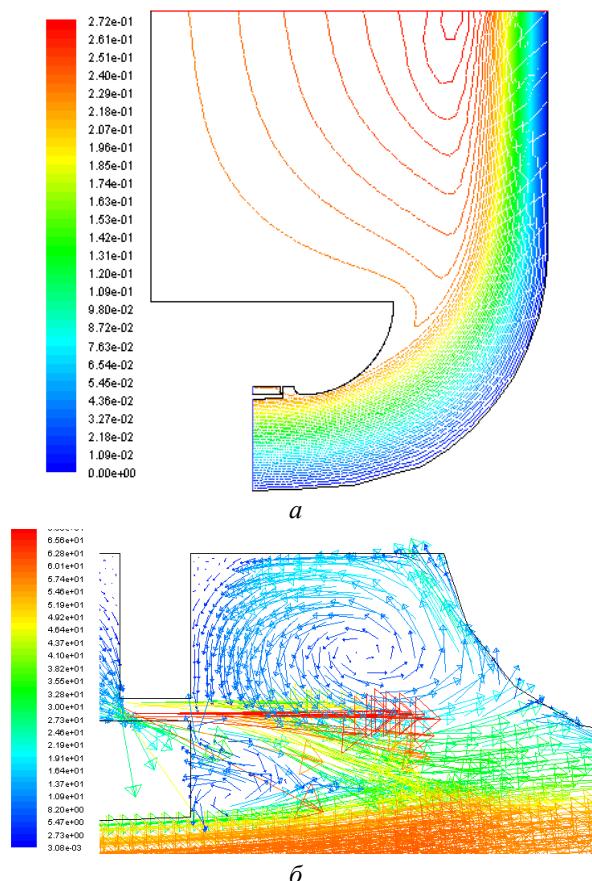


Рис. 4 – Течение в диффузоре при значенні давлення торможення $P_2^* = 103,8 \text{ кПа}$: а – лінії тока в диффузорі; б – вектори швидкості в області бандажа

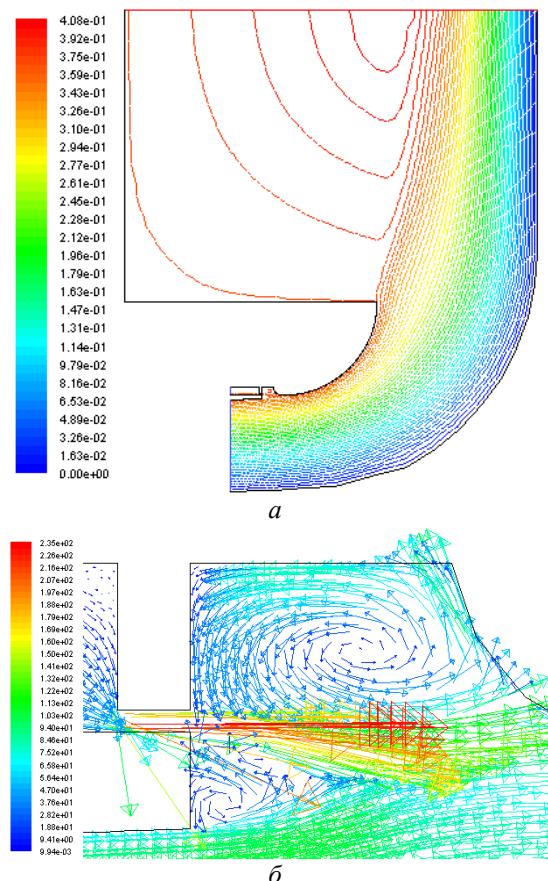


Рис. 5 – Течение в диффузоре при значенні давлення торможення $P_2^* = 136,3 \text{ кПа}$: а – лінії тока в диффузорі; б – вектори швидкості в області бандажа

При увеличении давления торможения P_2^* до величины 103,8 кПа, несмотря на увеличение скорости, расхода и, соответственно, импульса надбандажной протечки (рис. 4), имеется тенденция не снижения, а роста коэффициента полных потерь диффузора, который достигает максимального значения $\zeta_{\text{п}} = 0,7$, т.е. на 0,12 больше по сравнению с коэффициентом $\zeta_{\text{п}}$ при давлении $P_2^* = 100,4$ кПа (рис. 6). При этом увеличились обе составляющие коэффициента $\zeta_{\text{п}}$: коэффициент внутренних потерь ζ увеличился на 0,03, а коэффициент потерь с выходной скоростью $\zeta_{\text{вс}}$ на 0,08. Непосредственно за бандажом происходит

взаимодействие слабой протечки с циркуляционной зоной 1 в ПК, которое сопровождается изменением размеров и формы ЦЗ 1 (рис. 4б). При этом давлении скорость протечки становится близкой к скорости основного потока, а точка отрыва потока приближается к входу диффузора и находится на расстоянии $L = 18$ мм от сечения 3 (рис. 3). Размеры циркуляционной зоны 2 вблизи обечайки увеличиваются, уменьшая в сечении 4 и за ним пространство, занятое основным потоком (рис. 4а). При этом коэффициент потерь с выходной скоростью $\zeta_{\text{вс}}$ увеличивается до максимального значения 0,58 (рис. 6).

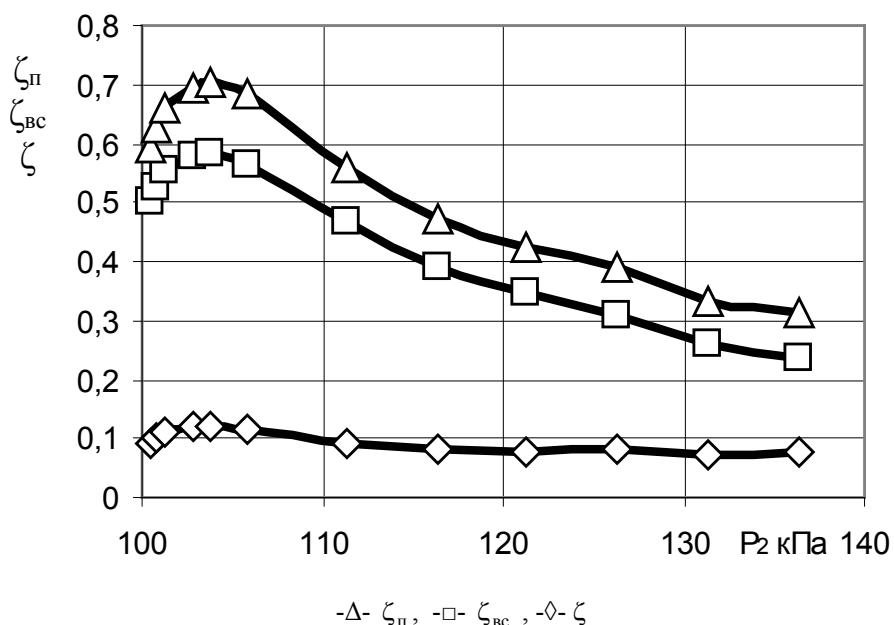


Рис. 6 – Зависимость коэффициентов потерь от давления торможения P_2^*

Диапазон давлений $P_2^* = 103,8–136,3$ кПа

В этом диапазоне давлений при увеличении давления торможения P_2^* больше значения 103,8 кПа влияние циркуляционной зоны 1 в ПК на характеристики и направление струи надбандажной протечки уменьшается. Происходит снижение коэффициента полных потерь диффузора в основном за счет коэффициента потерь с выходной скоростью. Это связано с увеличением импульса струи протечки по отношению к основному потоку, положительно влияющей на пограничный слой вблизи поверхности обечайки. При этом точка отрыва потока смещается к выходному сечению 4, и, как следствие, уменьшается размер циркуляционной зоны 2 вблизи обечайки. Распределение избыточного давления вдоль обечайки диффузора на примере пяти значений давления торможения P_2^* (рис. 3) показывает, что при давлении

$P_2^* = 121,3$ кПа точка отрыва потока удаляется от сечения 3 на расстояние $L \sim 33$ мм, а при давлении $P_2^* = 131,3$ кПа точка отрыва смещается к выходу на расстояние $L \sim 40$ мм и коэффициент $\zeta_{\text{п}}$ уменьшается до значения $\zeta_{\text{п}} = 0,33$ (рис. 6). О начале отрывного течения свидетельствует нулевое значение избыточного давления $P_{\text{изб}}$ на поверхности обечайки, свидетельствующее о течении в данной области диффузора без восстановления давления. При повышении давления торможения до величины $P_2^* = 136,3$ кПа течение вдоль обечайки, которая имеет длину $L = 48$ мм, становится безотрывным до контрольного выходного сечения 4 (рис. 5), и коэффициент полных потерь достигает минимального значения 0,31.

Выводы

Выполнено расчётное исследование осерадиального диффузора выхлопного патрубка цилиндра высокого давления современной мощной паровой турбины при увеличении надбандажной протечки от минимального значения, близкого к нулевому, до значения, превышающего естественную протечку.

Определено, что при минимальных значениях протечки, которая характерна для контактных уплотнений, точка отрыва потока от обечайки расположена близко к входу в диффузор, течение отрывное и коэффициент полных потерь имеет наибольшее значение 0,7. При увеличении надбандажной протечки до значений, характерных для традиционных уплотнений лабиринтового типа, точка отрыва потока от обечайки сдвигается к выходному сечению, и коэффициент полных потерь снижается более чем в два раза.

Результаты исследований помогут определиться с выбором формы периферийного уплотнения для рабочего колеса последней ступени цилиндра высокого давления при установке осерадиального диффузора в выхлопном патрубке.

Список литературы

- 1 **Перевезенцев, С. В.** Совершенствование сотовых уплотнений осевых турбин [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 «Турбомашины и комбинированные турбоустановки» / **Перевезенцев Сергей Викторович.** ; БГТУ. – Брянск, 2001. – 15 с.
- 2 **Рублевский, Ю. В.** Опыт применения щёточных уплотнений для улучшения параметров авиационных ГТД и стационарных энергоустановок [Текст] / **Ю. В. Рублевский, В. Н. Доценко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 8. – С. 45–49. – Бібліогр. : 2 назв. – ISSN 2078-774X.
- 3 Пат. 2509896 Российская Федерация, МПК F01D01/08, F16J 15/447. Надбандажное лабиринтное уплотнение для паровой турбины / **А. С. Лисянский, А. М. Смыслов, А. А. Смыслов, А. Д. Мингажев** ; Заявитель и патентообладатель Общество с Ограниченной Ответственностью «Научно-производственное предприятие Вакууммаш». – № 2012132940/06 ; заявл. 01.08.2012 ; опубл. 20.03.2014, Бюл. № 8. – 10 с.
- 4 **Юдин, Ю. А.** Влияние надбандажной протечки на аэродинамику выхлопного патрубка ЦНД паровой турбины при изменении противодавления [Текст] / **Ю. А. Юдин, В. П. Субботович, А. В. Лапузин, А. Ю. Юдин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – № 2. – С. 70–74. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X.
- 5 **Гаркуша, А. В.** Особенности совместной работы ступени и выхлопного патрубка турбины при раз-
- личных радиальных зазорах над рабочим колесом [Текст] / **А. В. Гаркуша, В. Е. Добринин, А. В. Лапузин, Ю. А. Юдин** // Теплоэнергетика. – 1988. – № 8. – С. 33–36.
- 6 **Юдин, А. Ю.** Исследование осесимметричных диффузоров выходных патрубков турбомашин со специальным вдувом потока [Текст] / **А. Ю. Юдин** // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 3(80). – С. 80–84. – ISSN 1727-7337.
- 7 Пат. 2053373 Российская Федерация, МПК F01D25/30. Выхлопная часть паровой турбины / **Косык Ю. Ф., Вирченко М. А., Галатан В. Н., Гаркуша А. В.** и др. ; Заявитель и патентообладатель НПО «Турбоатом». – № 4649389/06 ; заявл. 13.02.1989 ; опубл. 27.01.1996, Бюл. № 3. – 9 с.
- 8 **Дейч, М. Е.** Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин [Текст] / **М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин**. – М. : Энергия, 1970. – 384 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 Perevezentsev, S. V. (2001), "Improvement of axial turbines honeycomb seals", Abstract of Ph.D. dissertation, 05.04.12 Turbomachines and combined turbo-installation, BSTU, Bryansk, Russia..
- 2 Rublevskiy, Y. V. and Dotsenko, V. N. (2012), "Experience in the application of brush seals to improve the parameters of aircraft gas-turbine engines and stationary power plants", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 8, pp. 45-49.
- 3 Lisiansky, A. S., Smyslov, A. M., Smyslov, A. A. and Mingazhev, A. D. (2012), Obshhestvo s Ogranichennoj Otvetstvennost'ju «Nauchno-proizvodstvennoe predpriyatiye Vakuummash», Nadbandazhnoe labirintnoe uplotnenie dlja parovoj turbiny, IPC. F01D01/08, Russian, Pat. 2012132940/06.
- 4 Yudin, Yu. A., Sobotovich, V. P., Lapuzin, A. V. and Yudin, A. Yu. (2010), "Influence of shrouded leakage on the aerodynamics of steam turbine low-pressure cylinder exhaust chamber when changing the back-pressure", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 2, pp. 70-74.
- 5 Garkusha, A. V., Dobrynin, V. E., Lapuzin A. V. and Yudin, Yu. A. (1988), "Features of the joint work stage and exhaust chamber of the turbine at different rotor radial clearances", Teploenergetika, no. 8, pp. 33-36.
- 6 Yudin, A. Yu. (2011), "Investigation of turbomachines exhaust chamber axisymmetric diffusers with special injection flow", TeploenergetikaAviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija, no. 3, pp. 80-84.
- 7 Kosyak, Yu. F., Virchenko, M. A., Galatsan, V. N. and Garkusha, A. V. et al. (1996), NPO «Turboatom», Vykhlopnaja chast' parovoj turbiny, IPC. F01D25/30, Russian, Pat. 2053373.
- 8 Deich, M. E. and Zaryankin, A. E. (1970), Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnyh patrubkov turbomashin [Gas dynamics of the diffusers and exhaust chamber turbomachinery], Jenergija, Moskva, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

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

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

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

Subotovich Valery – Doctor of Technical Sciences, Senior research fellow, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Лапузин Александр Викторович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры турбиностроения; г. Харьков, Украина; ORCID – 0000-0002-6445-3979.

Lapuzin Alexander – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate professor, Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

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

Yudin Alexander – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior research fellow, Senior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Темченко Сергей Александрович – кандидат технических наук, младший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0001-7235-1107.

Temchenko Sergey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), junior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Юдин, Ю. А. О влиянии надбандажной протечки на аэродинамику выходных диффузоров ЦВД паровых турбин [Текст] / **Ю. А. Юдин, В. П. Субботович, А. В. Лапузин, А. Ю. Юдин, С. А. Темченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 116–121. – Бібліогр. : 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.16.

Please cite this article as:

Yudin, Yu., Subotovich, V., Lapuzin, A., Yudin, A. and Temchenko, S. (2016), “Influence of the Above-Shroud Leakage on the Aerodynamics of Exit Cones of the High Pressure Cylinders of Steam Turbines”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 116–121, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.16.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Юдин, Ю. О. Про вплив надбандажної витоки на аеродинаміку вихідних дифузорів ЦВТ парових турбін [Текст] / **Ю. О. Юдин, В. П. Субботович, О. В. Лапузін, О. Ю. Юдин, С. О. Темченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 116–121. – Бібліогр. : 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.16.

АНОТАЦІЯ Виконані розрахункові дослідження за допомогою CFD віссиметричного вісерадіального дифузора, характерного для вихідних патрубків циліндрів високого тиску парових турбін, в широкому діапазоні зміни величини надбандажної витоки останнього ступеня ЦВТ. Визначено, що при мінімальних значеннях витоки, яка характерна для ущільнень стільникової конструкції, течія у дифузорі відривна і коефіцієнт повних втрат має найбільші значення, а при збільшенні надбандажної витоки, яка має місце в традиційних ущільненнях лабіринтового типу, точка відриву потоку від обичайки зсувається до вихідного перерізу, істотно знижуючи коефіцієнт повних втрат.

Ключові слова: надбандажна витока, вісерадіальний дифузор, ущільнення, коефіцієнти втрат, відрив потоку.

Поступила (received) 08.01.2016

В. Н. ГОЛОЩАПОВ, Ю. О. БАХМУТСКАЯ

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕЧЕНИЯ ПАРА В КОНЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ ЦВД НА ЭТАПЕ НАБОРА ВАКУУМА

АННОТАЦІЯ Розроблено алгоритм определення параметрів пара в концевих уплотненнях на режимі набора вакуума, який дозволяє залучити утечки пара із камер з дренажами та знайти характеристики течіїв в кожній камері. Опреділений характер течіїв пара в кожній секції концевих уплотнень циліндра високого тиску (ЦВД) турбіни К-325-23,5 на етапі набору вакуума. Розподілення тиску та расходів пара по секціях переднього та заднього концевих уплотнень свідчить про нерациональну схему прогріву ротора та можливості виникнення високого рівня терміческих напруженостей. По розрахунковим параметрам пара викчислені коефіцієнти теплоістридання при одно- та двофазному течії пари на поверхні ротора ЦВД в області концевих уплотнень для наступного термо-прочностного аналізу.

Ключові слова: парова турбіна, ЦВД, набір вакуума, концеве уплотнення, расход, коефіцієнти теплоістридання.

V. N. GOLOSHCHAPOV, Ju. BAKHMUTSKA

CHARACTERISTICS OF THE STEAM FLOW IN THE END SEALS OF HIGH PRESSURE CYLINDERS IN THE STATE OF VACUUM AUGMENTATION

ABSTRACT The algorithm was developed to determine steam parameters in the front and back end seals in the mode of vacuum augmentation based on A. Stodol approach that allows us to take into account the steam leakage from the chambers with drainages and determine flow characteristics in each chamber. The steam flow behavior was determined for each section of the end seals of high pressure cylinder (HPC) of the turbine K-325-23.5 at the stage of the preparation for the hot and cold starting. Steam flow characteristics were determined taking into consideration hydraulic resistance of the steam pipelines of drainage system in the time interval of turbine heating of 0 to 2 hours. Forty minutes before the rotor push the steam is injected through the exhaust pipeline at a pressure of 0.6–1.0 MPa and a temperature of 290 to 350 °C. This steam enters the unheated rotor sections of HPC in the region of end seals. Pressure distributions and steam flow consumptions in the section of front and back end seals are indicative of the irrational circuit of rotor heating and the possibility of formation of high thermal stresses. The data analysis shows that a more rational circuit is required for the rotor heating in the region of the front end seal. Using calculated steam parameters heat emission coefficients were calculated for single-phase and two-phase steam flows on the HPC rotor surface in the region of end seals for subsequent thermal strength analysis.

Key words: steam turbine, HPC, vacuum augmentation, end seal, flow rate and heat emission coefficients.

Введение

При проектировании турбин для них на основе расчетных исследований определяется допустимое число пусков из холодного, горячего и неостывшего состояний. Так, для турбины К-325-23,5 допустимое количество пусков из холодного состояния принято равным 100, из горячего состояния – 2000, количество пусков из неостывшего состояния – 1000 [1].

По данным ХЦКБ «Энергопрогресс» в конструкциях с термокомпенсационными канавками возникают трещины после наработки турбиной 100...120 тысяч часов. Расчетное определение интенсивности напряжений в термокомпенсационных канавках показало, что уровень напряжений на их донной части достаточно высок [2].

В последние 30...35 лет турбостроительные заводы отказались от выполнения таких канавок. Однако использование в концевых уплотнениях уплотнений ступенчатого типа не исключает возникновения трещин в угловых точках впадин (места концентрации напряжений) при большой температурной разности между паром и поверхностью впадин и выступов.

Особенно актуальна задача оценки влияния на ресурс изменения термонапряжений в переднем концевом (ПКУ) и заднем концевом (ЗКУ) уплотнениях при пусках из холодного и горячего состояний с учетом конденсации пара на поверхностях элементов турбины.

Вопросу подготовки к пуску паровой турбины К-325-23,5 из холодного состояния посвящены публикация [3]. Публикация [4] посвящена вопросам течения пара в ПКУ с учетом технологии ее пуска. Наименее исследованным элементом в турбине является ПКУ во время набора вакуума. На режиме набора вакуума на уплотнения из соединительной магистрали, для отсечки поступления воздуха во внутреннюю полость цилиндра високого давления (ЦВД) и концевые уплотнения, подается пар с давлением 103 кПа и температурой 180 °C [5]. При этом вследствие температурной разности между паром и поверхностью металла возникает термоудар. Высокие градиенты температур ведут к возникновению значительных температурных напряжений и как следствие к ограничению количества пусков при циклическом воздействии температур.

Цель работы

Целью данной работы является построение алгоритма определения параметров пара в концевых уплотнениях на режиме набора вакуума, который позволяет учесть утечки пара из камер с дренажами и найти характеристики течения в каждой камере. Также перед авторами данного исследования стояла задача по полученному характеру течения пара (расходы, давления, температуры) в каждой секции уплотнений проанализировать существующую технологическую схему прогрева ЦВД турбины К-325-23,5 на этапе набора вакуума.

Используя полученные результаты были посчитаны коэффициенты теплоотдачи на поверхности ротора в зоне концевых уплотнений на этапе подготовки к пуску турбины при одно- и двухфазном течении пара.

Изложение основного материала

На рис. 1 приведена конструкция ЦВД турбины К-325-23,5 (рис. 1 a), концевых уплотнений (рис. 1 b) и схема соединений камер концевых уплотнений (рис. 1 c).

Из камер 1 и 11 производится отсос паро-воздушной смеси в эжектор уплотнений; в камеры 2 и 10 подаётся пар на уплотнения. Камеры 3 и 9 соединены с подогревателем сетевой воды П5, в котором при наборе вакуума устанавливается давление, близкое к давлению в конденсаторе. Камера 4 соединена с выхлопным патрубком ЦВД, а камера 6 – с камерой за 10-й ступенью проточной части. Камера 5 соединяется с межкорпусным пространством и с проточной частью за рабочим колесом 9-й ступени (через кольцевую щель).

Все камеры соединены дренажными устройствами через дренажную систему с конденсатором.

Такая конструкция уплотнений при подаче пара на уплотнения ПКУ и ЗКУ и открытых дренажах приводит к локальному омыванию секций уплотнения и только к частичному прогреву ротора в зонах воздействия пара.

На рис. 2 приведен начальный участок графика пуска турбины К-325-23,5 от момента подачи пара на уплотнения до набора мощности и включения эжектора уплотнений. Давление в конденсаторе понижается линейно с выдержкой при $P_k = 30$ кПа после толчка ротора и 10 кПа при работе на холостом ходу. При наборе мощности на собственные нужды давление в конденсаторе понижается до 4 кПа. Такому понижению давления в конденсаторе соответствует углубление вакуума от $W = 0$ до $W = 96\%$.

Давление в камерах уплотнений определяется с учетом гидравлического сопротивления элементов системы дренажей, перепускных паропроводов и межкорпусного пространства.

Скорость в трубопроводах дренажей в условиях выноса конденсата в потоке пара определяется так

$$C_{tp} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\nu \sum \xi}}, \quad (1)$$

где $\Delta P = P_{bx} - P_k$ – перепад давлений; P_{bx} – давление в камере уплотнения, т.е. $P_{bx} = P_i^k$; P_k – давление в конденсаторе; ν – удельный объем в камере уплотнения (на выходе в дренажи); ξ – гидравлическое сопротивление, с учётом элементов системы дренажей, которое было определено как $\xi = \xi_{bx} + \xi_{tp}^{tren} + \xi_{vent} + 2\xi_{pov}$, где ξ_{bx} – местное гидравлическое сопротивление на входе в трубу; ξ_{tp}^{tren} – гидравлическое сопротивление трения в трубе; ξ_{vent} – гидравлическое сопротивление вентиля; ξ_{pov} – гидравлическое сопротивление поворота. В данном случае $\xi = 10,3$.

Расход паровлажной смеси может быть определен с использованием следующей формулы

$$G = \frac{1}{\nu} C_{tp} f_{tp}, \quad (2)$$

где $f_{tp} = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь сечения паропровода дренажа.

Для определения расхода пара по камерам уплотнения необходимо знать расход через сектор уплотнения.

С учётом подхода, предложенного А. Стодолой при докритическом истечении пара из последнего зазора секции уплотнения, расположенной между камерами, может быть представлена зависимостью

$$G_{upl} = \mu f_{zaz} \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{z P_1 v_1}}, \quad (3)$$

где $f_{zaz} = \pi D \delta_y$ – площадь зазора между гребнем уплотнения и ротором; D – диаметр по зазору; δ_y – величина зазора; z – количество гребней в секции уплотнения; P_1, v_1 – давление и удельный объем в камере перед секцией уплотнения; P_2 – давление в камере за секцией уплотнения с учётом гидравлического сопротивления паропровода дренажа; μ – коэффициент расхода пара через зазор уплотнения, зависящий от относительной величины $\frac{\delta_y}{\Delta} = \bar{\delta}_y$, где Δ – длина кромки уплотнения (см. рис. 3).

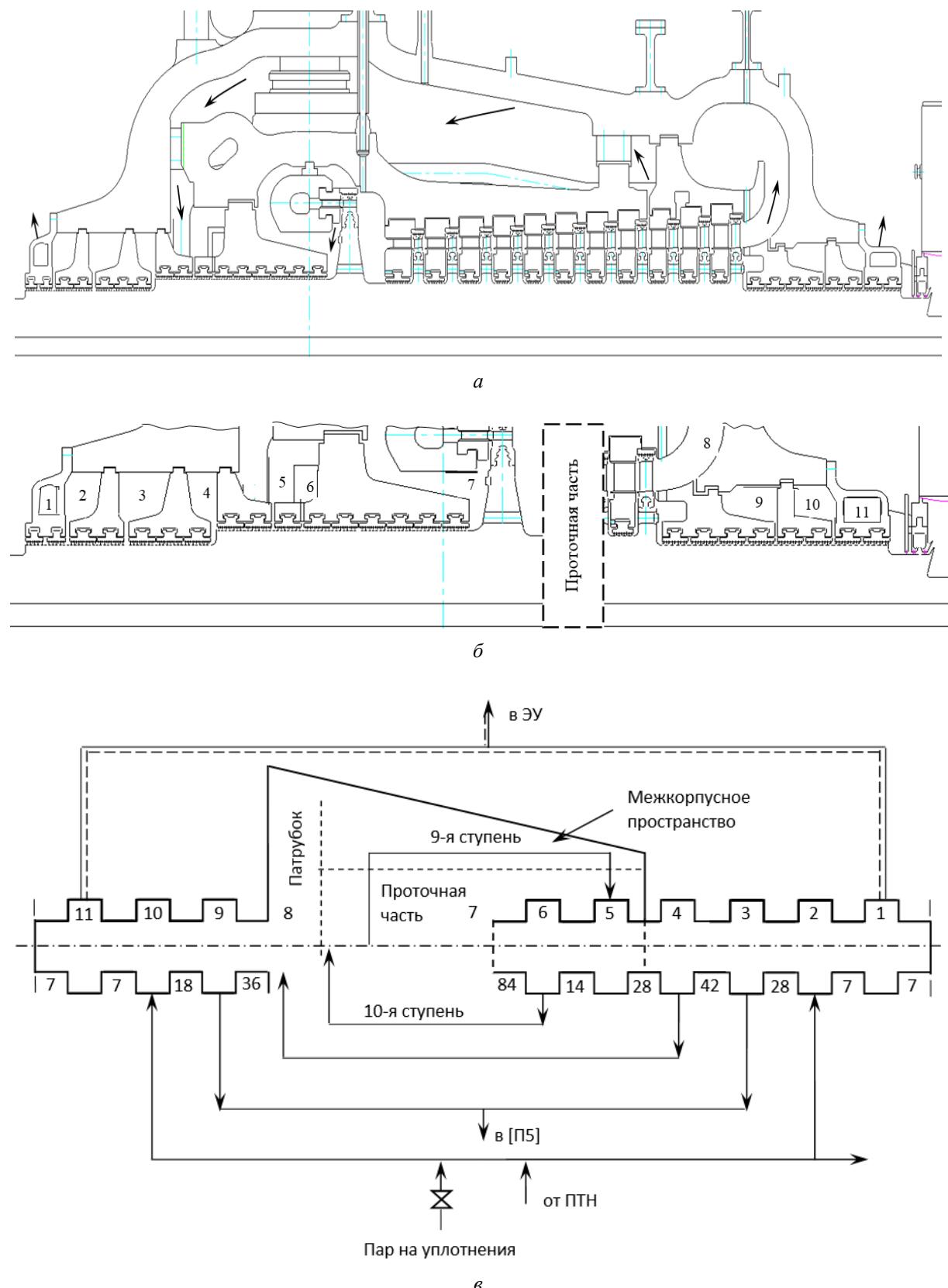


Рис. 1 – Концеві уплотнення ЦВД турбіни К-325-23,5:
а – продольний розріз; б – ПКУ і ЗКУ ЦВД; в – схема соединення камер концевих уплотнений;
ЭУ – эжектор уплотнений, ПТН – питомельний турбонасос

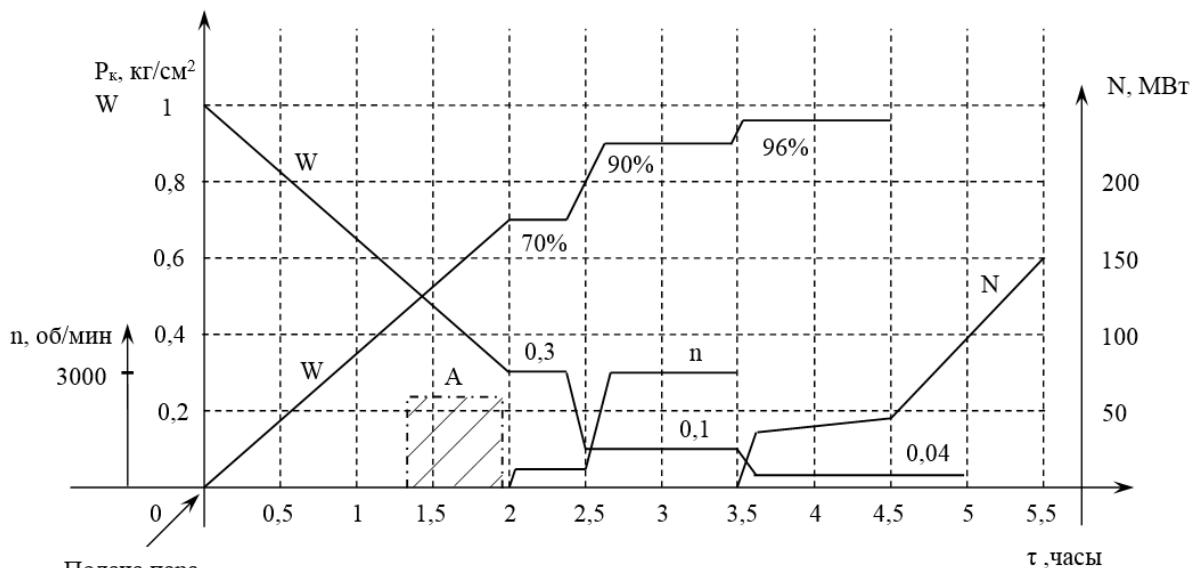


Рис. 2 – График пуска турбины из холодного состояния

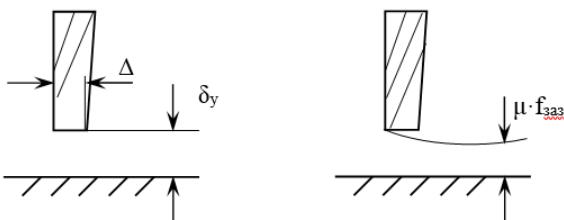


Рис. 3 – Зазоры между гребнем уплотнения и ротором

Для гребней трапецидальной формы при изменении $\bar{\delta}_y$ от 0,3 до 4,0 коэффициент μ меняется от 0,80 до 0,685 [6].

Рассматривая частный случай, когда полное изменение давления в секции уплотнения $\Delta P = P_1 - P_2$ мало по сравнению с P_1 , уравнение (3) преобразуется к виду

$$G_{\text{упл}} = \mu f_{\text{заз}} \sqrt{\frac{2\Delta P}{z v_1}} . \quad (4)$$

В случае, если в зазоре, сформированном последним гребнем в секции уплотнения возникает критическая скорость ($C_{\text{упл}} = a_{\text{кр}}$) расход пара через секцию определяется этой скоростью и равен

$$G_{\text{упл}} = \mu f_{\text{заз}} \sqrt{\frac{1}{z + \frac{1}{\alpha_{\text{кп}}^2} - 1} \frac{P_1}{v_1}}, \quad (5)$$

где $\alpha_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}}$, k – показатель адиабаты

Для перегретого пара $k = 1,3$ формула (5) может быть представлена так

$$G_{\text{yIII}} = \mu f_{\text{3a3}} \sqrt{\frac{1}{z+1.4} \frac{P_1}{v_1}} . \quad (6)$$

Чтобы в последнем зазоре возникла критическая скорость для перегретого пара при $k = 1,3$ должно выполняться условие

$$\frac{P_2}{P_1} \leq \frac{0,85}{\sqrt{z+1,4}}. \quad (7)$$

Приведённые зависимости (2)–(4), (6) и (7) позволяют построить алгоритм определения параметров пара в каждой камере уплотнения, начиная от камеры, в которую подан пар с наиболее высоким потенциалом с учетом утечки пара из камер с дренажами или перепусками

Обсуждение результатов

Представленные расчёты протечек пара через уплотнения и определенные условия формирования пленки конденсата на поверхности элементов ЦВД [7] показали, что поверхность выступов и впадин достаточно быстро достигает температуры насыщения, после чего на их поверхности конденсация пара прекращается и пар становится перегретым.

Для определения характеристик течения пара в уплотнении график понижения давления в конденсаторе и, следовательно, в камерах уплотнения был разделен на четыре части с интервалом в 30 минут. Для каждого интервала выполнен рас-

чет с учетом средних параметров пара при режимах докритического истечения пара из последнего зазора в каждой секции между камерами.

В процессе набора вакуума происходит понижение давления в камерах через дренажные соединения и, соответственно, перераспределение расхода в секциях уплотнения. На рис. 4 приведены результаты определения расходов пара через секции уплотнения и в дренажи при пуске из холодного состояния.

При постоянном давлении в камере № 2, давление в камере № 3 понижается через 120 минут с начала набора вакуума до 39 кПа, в камере № 4 до 32 кПа и в камере № 5, как и во внутренней полости ЦВД, устанавливается равным 30 кПа. Такое снижение давления приводит к увеличению расхода пара через секцию уплотнения, расположенную между 2-й и 3-й камерами ($z = 28$) от нулевого до 0,0219 кг/с и через секцию между камерами № 3 и № 4 – от нулевого до 0,0055 кг/с на 120 минуте. Так как в последующих камерах давление пара равно давлению во внутренней полости ЦВД, то через секции уплотнений между ними пар не проходит и, соответственно, в этой области ротор практически не прогревается.

По технологии пуска турбины [5] из соединительной перемычки котла через выхлопной патрубок во внутреннюю полость ЦВД за 40 минут до толчка ротора подается пар с давлением от 0,6 до 1,0 МПа и температурой (290–350) °С, который через проточную часть (при вращении ротора валиково-воротным устройством) и через межкорпусное пространство попадает в ПКУ и ЗКУ и подача пара прекращают за 10 минут до толчка ротора. Такой прогрев ЦВД накладывает свои условия на прогрев секций уплотнения между проточной частью (камера № 7) и камерой № 5. Распределение

давления пара в камерах ПКУ и ЗКУ и его расход через секции уплотнения приведено на рис. 5.

При такой технологической схеме прогрева ЦВД пар практически не поступает в секции между проточной частью (камера № 7) и камерой № 5 ($z = 98$). Через межкорпусное пространство пар подается в камеру № 5 и далее движется по направлению к камере № 1, из которой удаляется эжектором уплотнения. Расход пара из камеры № 5 при такой технологии прогрева превышает 0,12 кг/с, пар проходит до камеры № 3, в которой происходит его смешивание с паром, поступающим из камеры № 2 и удаление через дренаж в подогреватель П5. Таким образом участок ротора между проточной частью и камерой № 5 может незначительно прогреться за счет тепла, поступающего от диска регулирующей ступени и тепла, поступающего от участка уплотнения между камерами № 5 и № 4.

Для определения термоапряженного состояния на отдельных участках ротора в области ПКУ и ЗКУ по полученным результатам определения расходных характеристик и распределения скорости пара вдоль поверхностей выступов и впадин на каждом временном интервале определены граничные условия теплообмена 3-го рода. Величина коэффициентов теплоотдачи на участках уплотнений между камерами для временного интервала от 0 до 120 минут приведена в табл. 1.

Их уровень позволяет отметить достаточно высокую интенсивность теплообмена при конденсации пара на начальном временном участке и достаточно умеренные значения КТО после достижения поверхности ротора температуры насыщения пара, соответствующей давлению в камерах уплотнений.

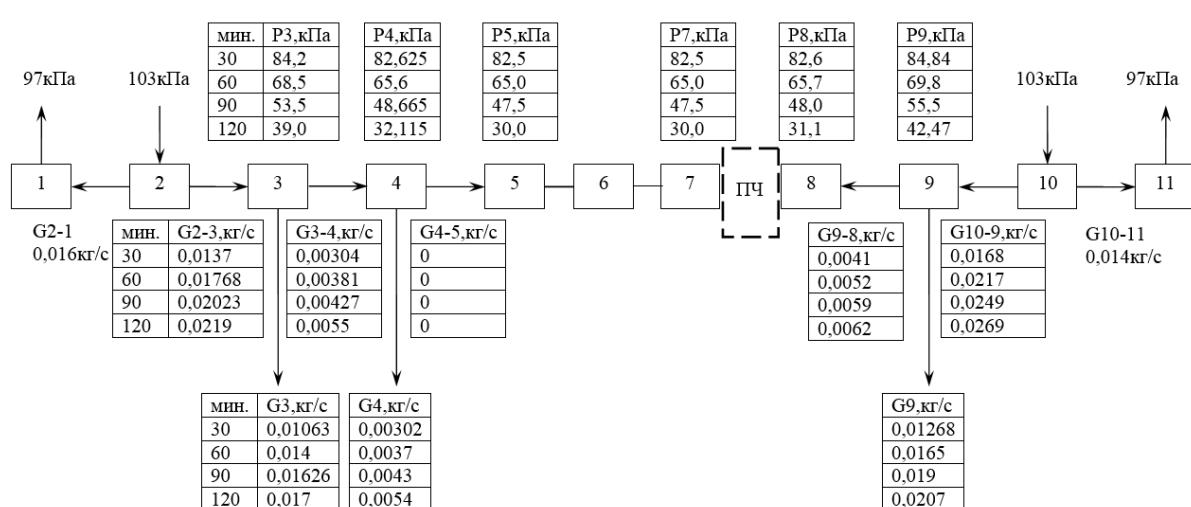


Рис. 4 – Характеристики течения пара в уплотнениях ЦВД на режиме пуска из холодного состояния

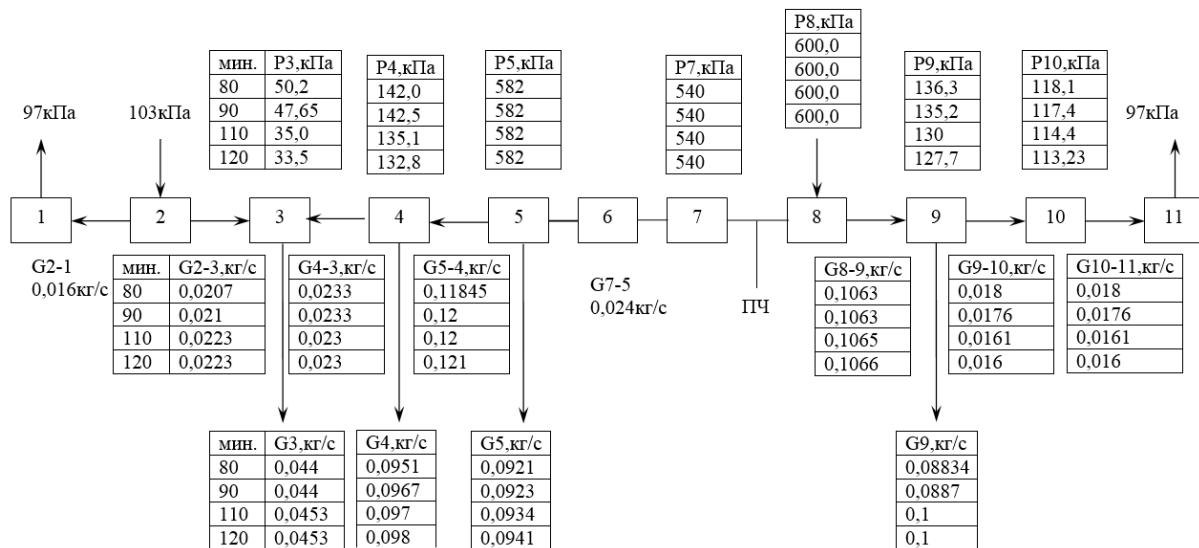


Рис. 5 – Характеристики течения пара в уплотнениях ЦВД при подаче пара через выхлопной патрубок на прогрев цилиндра

Таблица 1 – Коэффициенты теплоотдачи (КТО) на поверхностях ПКУ и ЗКУ

Время, мин.	ПКУ							ЗКУ		
	КТО при двухфазном течении пара, Вт/(м ² ·°C)									
Направление течения пара по камерам ПКУ и ЗКУ	2–1	2–3	3–4	4–5	5–6	6–7	7–8	9–8	10–9	10–11
Число гребней	7	28	42	28	14	84	МКП	36	18	18
30	3400	3391	1545	x	x	x	x	1792	3845	3850
КТО при однофазном течении пара, Вт/(м ² ·°C)										
30	605	523	172	x	x	x	x	217	611	550
60	605	625	201	x	x	x	x	256	731	550
90	605	687	218	x	x	x	x	280	805	550
120	605	726	260	x	x	x	x	290	850	550

Выводы

Установленное распределение давлений и расходов пара по секциям переднего и заднего концевых уплотнений свидетельствует о нерациональной схеме прогрева ротора в этих областях и возможности возникновения в угловых точках впадин достаточно высокого уровня термических напряжений на временном интервале набора вакуума. Этот фактор в сочетании с прогревом ЦВД перед подачей пара во внутреннюю полость через выхлопной патрубок требует сформировать более рациональную схему прогрева ротора в области ПКУ.

Список литературы

- Суботін, В. Г. Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт [Текст] / В. Г. Суботін, С. В. Левченко, В. Л. Швецов, О. Л. Шубенко, А. О. Тарелін, В. П. Суботович. – Харків: Фоліо, 2009. – 256 с. – ISBN 978-966-03-4952-0.
- Алехина, С. В. Тепловое и термонапряженное состояние роторов паровых турбин в зоне уплотнений [Текст] / С. В. Алехина, В. Н. Голощапов, В. П. Гонтаровский // Энергетика и электрификация: научно-производственный журнал. – 2008. – Т. 1, № 6. – С. 56–60.
- Бахмутская, Ю. О. Подготовка к пуску турбины К-325-23,5 из холодного и горячего состояний [Текст] / Ю. О. Бахмутская, В. Н. Голощапов // Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, 26–27 марта 2014 г.; ГП «УкрНТЦ «Энергосталь». – Харьков, 2014. – С. 43–46. – ISSN ISBN 978-617-578-176-0.
- Голощапов, В. Н. Методологический подход к определению коэффициентов теплоотдачи во впадинах уплотнений ступенчатого типа [Текст] / В. Н. Голощапов, О. В. Котульская, Ю. О. Бахмутская // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – Суммы, 2015. – № 3(41). – С. 32–36. – ISSN. – doi: ISSN 2413-4554.
- ПАО «Турбоатом». Турбина паровая К-325-23,5. Руководство по эксплуатации. – Харьков : ПАО «Турбоатом», 2006. – 80 с.

- 6 **Щегляев, А. В.** Паровые турбины: теория теплового процесса и конструкции турбин [Текст] : в 2 кн. / **А. В. Щегляев**. – 6-е изд. – М. : Энергоатомиздат, 1993. – Кн. 1. – 384 с.
- 7 **Бахмутская, Ю. О.** Термонапряженное состояние выходного патрубка цилиндра высокого давления турбины К-325-23,5 [Текст] / **Ю. О. Бахмутская** // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – Суммы, 2013. – № 1(31). – С. 23–27. – ISSN ISSN 2413-4554.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Subotin, V., Levchenko, S., Shvecov, V., Shubenko, O., Tarelin, A. and Subotovych, V.** (2009), *Stvorennja parovih turbin novogo pokolinnja potuzhnistju 325 MW* [Creating steam turbines of new generation with the capacity of 325 MW], Folio, Kharkiv, Ukraine, ISBN 978-966-03-4952-0.
- 2 **Alekhina, S., Goloschapov, V. and Gontarovskii, V.** (2008), "Teplovoe i termonaprjazhennoe sostojanie rotoro parovyh turbin v zone uplotnenij [Thermal and thermo-stressed state of the steam turbine rotors in sealing zone]", *Jenergetika i jelektrifikacija: nauchno-proizvodstvennyj zhurnal* [Energetika i elektrifikacita: scientific production Journal], vol. 1, no. 6, pp. 56–60.
- 3 **Bakhmutska, Ju. and Goloschapov, V.** (2014), "Podgotovka k pusku turbiny K-325-23,5 iz holodnogo i gorjachego sostojanij [K-325-23,5 Turbine preparation for cold and hot start-up]", *Innovacionnye puti modernizacii bazovykh otruslei promyshlennosti, energo- i resursosoberezhenie*, GP "UkrNTTC "Energostal", Kharkiv, Ukraine, 26–27 Marth 2014, pp. 43–46, ISSN ISBN 978-617-578-176-0.
- 4 **Goloschapov, V., Kotulska, O. and Bakhmutska, Ju.** (2015), "Metodologicheskij podhod k opredeleniju kojefficientov teplootdachi vo vpadinah uplotnenij stupenchatogo tipa [Methodological approach for heat transfer coefficients definition at stepped-type seals' cavities]", *Kompressorne i energeticheskoe mashinostroenie*, no. 3(41), pp. 32–36, ISSN, doi: ISSN 2413-4554.
- 5 **JSC "Turboatom".** (2006), *Turbina parovaja K-325-23,5. Rukovodstvo po jekspluatacii* [Steam turbine K-325-23,5. Manual], JSC "Turboatom", Kharkiv, Ukraine.
- 6 **Shchegliaev, A.** (1993), *Parovye turbiny: teorija teplovogo processa i konstrukcii turbin* [Steam turbines: the theory of the thermal process and the design of turbines], vol. 1, Jenergoatomizdat [Energoatomizdat], Moscow, Ukraine.
- 7 **Bakhmutska, Ju.** (2013), "Termonaprjazhennoe sostojanie vyhodnogo patrubka cilindra vysokogo davlenija turbiny K-325-23,5 [Thermo-structural state of K-325-23,5 turbine HP cylinder exhaust end]", *Kompressorne i energeticheskoe mashinostroenie*, no. 1(31), pp. 23–27, ISSN ISSN 2413-4554.

Сведения об авторах (About authors)

Голошапов Владимир Николаевич – кандидат технических наук, отдел моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, г. Харьков, Украина; e-mail: julija_ne@mail.ru.

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

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

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

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Голошапов, В. Н. Характеристики течения пара в концевых уплотнениях ЦВД на этапе набора вакуума [Текст] / **В. Н. Голошапов, Ю. О. Бахмутская** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 122–128. – Бібліогр. : 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.17.

Please cite this article as:

Goloschapov, V. and Bakhmutska, Ju. (2016), "Characteristics of the Steam Flow in the End Seals of High Pressure Cylinders in the State of Vacuum Augmentation", *Bulletin of NTU "KhPI"*. Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 8(1180), pp. 122–128, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.17.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Голошапов, В. М. Характеристики течії пару в кінцевих ущільненнях ЦВТ на етапі набору вакууму [Текст] / **В. М. Голошапов, Ю. О. Бахмутська** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 122–128. – Бібліогр. : 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.17.

АННОТАЦІЯ Розроблено алгоритм визначення параметрів пари в кінцевих ущільненнях на режимі набору вакууму, який дозволяє врахувати витоку пари із камер з дренажами і знайти характеристики течії в кожній камері. Визначено характер перебігу пари в кожній секції кінцевих ущільнень циліндра високого тиску (ЦВТ) турбіни К-325-23,5 на етапі набору вакууму. Розподіл тисків і витрат пари по секціях переднього і заднього кінцевих ущільнень свідчить про нераціональну схему прогріву ротора і можливості виникнення високого рівня термічних напруженінь. За розрахунками параметрами пари обчислена коефіцієнти тепловіддачі при одно- і двофазном перебігу пари на поверхні ротора ЦВТ в області кінцевих ущільнень для подальшого термо-прочностного аналізу.

Ключові слова: парова турбіна, ЦВТ, набір вакууму, кінцеве ущільнення, витрата, коефіцієнти тепловіддачі.

Поступила (received) 25.01.2016

O. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО**ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ КОРПУСІВ ПАРОВИХ ТУРБІН АЕС**

АНОТАЦІЯ Обґрунтовано продовження терміну експлуатації енергетичного обладнання шляхом розрахункових досліджень теплового, напружено-деформованого стану та оцінки залишкового ресурсу корпусу циліндра високого тиску парової турбіни K-1000-60/3000 блоку 1000 МВт «Рівненська АЕС» державне підприємство НАЕК «Енергоатом». Розрахунковий ресурс металу корпусу циліндра високого тиску турбоагрегату K-1000-60/3000 ст. № 3 Рівненської АЕС вироблений на 10 %. Запаси короткочасної статичної міцності корпусу циліндра високого тиску ніде не виходять за межі допустимих. Індивідуальний залишковий ресурс корпусу циліндра високого тиску парової турбіни K-1000-60/3000 становить 272676 годин, що дозволяє продовжити експлуатацію корпусу циліндра високого тиску на 10 років по умовах роботи реактору.

Ключові слова: тепловий стан, напружено-деформований стан, залишковий ресурс, статична міцність, малоциклова втома, циліндр високого тиску, понад проектний період, пуск з холодного стану, пуск з гарячого стану.

O. CHERNOUSENKO**EVALUATION OF THE RESIDUAL LIFE OF THE CASINGS OF STEAM TURBINES USED BY NUCLEAR POWER PLANTS (NPP)**

ABSTRACT The experience of the operation of nuclear power plants allows us to substantiate the revision of earlier specified lifetime for the power units of nuclear power plants. In December 2016 the specified lifetime expires for the power unit №3 at the Rivne NPP equipped with the reactor of a BBEP-1000 type and the turbine K-1000-60/3000 and the residual life of the equipment must be evaluated to provide a reliable operation for new power units and the reduction of the expenditures for putting them into the operation. The purpose of this scientific paper is to extent the operation life for the power equipment. For structurally complicated HPC casings three-dimensional structures with horizontal flanges, steam supply pipe branches and other elements are taken into account. The methods were developed to create dimensional analogues of the elements of turbine machines using Solidworks software product for the HPC casing. The geometric model was constructed on the basis of the certificate drawing for the K-1000-60/3000 turbine. A maximum intensity value of conventional elastic stresses caused by a difference in the temperature and steam pressure in HPC is observed in the steam inlet zone near the flanges and it is equal to $\sigma_{max} = 526 \text{ MPa}$ in the case of cold start. A reduced deformation of casing is 0,0018 % in the case of cold start (CS) at a time point of 1800 s and it is equal to 0,00276 % in the case of hot start (HS) at a time point of 360 s, which corresponds to allowable norms of 0,09 %. A maximum temperature gradient in the case of hot start arises in the HPC for all control units at a time point of 360 s. Extension of the operation life of power equipment was substantiated by carrying out computing investigations of the thermal state and the mode of deformation and the evaluation of the residual life of the HPC casing of the steam turbine K-1000-60/3000 for the power unit of 1000 MW "Rivne NPP" owned by the state company "Energoatom". The estimated life of the casing metal for the high pressure cylinder of steam turbine K-1000-60/3000 is worked out by 10 %. The margins of statistical strength of the HPC casing are everywhere within allowable limits. The individual residual life of the casing of high pressure cylinder of the steam turbine K-1000-60/3000 is 272676 hours that allows us to extend the term of operation for 10 years taking into consideration reactor operation conditions.

Key words: thermal state, mode of deformation, residual life, statistical strength, low-cycle fatigue, high pressure cylinder, extra-design period, cold start, and the hot start.

Вступ

Ядерна енергетика є важливою складовою паливно-енергетичного комплексу України і займає провідне місце в забезпеченні енергетичних потреб країни. АЕС виробляють половину споживаної в Україні електроенергії. В умовах обмежених фінансових ресурсів, значного вичерпання ресурсу обладнання теплових електростанцій і дефіциту органічного палива стійкість та надійність роботи ядерної енергетики позитивно впливають на стабілізацію соціально-економічного розвитку України.

В даний час в Україні реалізується програма продовження термінів експлуатації енергетичного обладнання АЕС [1]. З п'ятнадцяти діючих в Україні енергоблоків термін експлуатації трьох вже було продовжено для їх роботи у понад проектний

період. Це енергоблоки № 1 і 2 Рівненської АЕС, строк служби яких продовжили на 20 років, та енергоблок № 1 Южно-Української АЕС, який працюватиме протягом додаткових 10 років. Досвід проведених робіт показав, що питомі фінансові витрати на виконання вимог нормативних документів, які забезпечують можливість отримання ліцензії на експлуатацію енергоблоків в період додаткового строку служби, значно менше витрат на будівництво нових енергоблоків.

До 2020 року спливає термін проектної експлуатації ще 9 атомних енергоблоків України. Схожа ситуація склалася й у світовій атомній енергетиці, де протягом 2010–2020 р.р. приблизно 80 % енергоблоків АЕС, вичерпають проектний ресурс. Як свідчить світовий досвід, продовження термінів експлуатації енергоблоків АЕС після завершення проектного терміну експлуатації є потен-

© О. Ю. Черноусенко, 2016

нційно можливим, і за умови виконання норм ядерної та радіаційної безпеки – одним з найбільш ефективних шляхів для часткового вирішення проблеми заміщення генеруючих потужностей.

Досвід експлуатації атомних станцій дозволяє обґрунтувати перегляд раніше встановлених термінів служби устаткування і енергоблоків АЕС. В зв'язку з тим, що в грудні 2016 року спливає назначений термін експлуатації енергоблоку № 3 Рівненської АЕС з реактором типу ВВЕР-1000 (В-320) і турбіною К-1000-60/3000. Виникає потреба оцінки залишкового ресурсу енергетичного обладнання такого типу для забезпечення надійного енергоспоживання і зниження витрат на введення нових енергоблоків.

Мета й завдання дослідження

Метою даної роботи є обґрунтування продовження терміну експлуатації енергетичного обладнання шляхом вирішення наступних завдань: розрахункових досліджень теплового, напружено-деформованого стану та оцінка залишкового ресурсу корпусу ЦВТ парової турбіни К-1000-60/3000 блоку 1000 МВт станційний номер № 3 відокремленого підприємства «Рівненська АЕС» державного підприємства НАЕК «Енергоатом» згідно нормативних документів [2–3].

Опис об'єкту дослідження та особливості чисельної моделі

Турбіна К-1000-60/3000 – парова, конденсаційна, з нерегульованими відборами пари, з проміжною сепарацією і одноступінчастим паровим проміжним перегрівом, розрахована для роботи в блоці з реактором ВВЕР 1000. Циліндр високого тиску розташований в середній частині турбіни, а циліндри низького тиску – симетрично по обидві сторони ЦВТ (по два ЦНТ з кожної сторони). Циліндр високого тиску (ЦВТ) має два потоки по п'ять ступенів тиску, складається із зовнішнього і внутрішнього корпусів. У внутрішньому корпусі встановлені діафрагми перших двох ступенів кожного потоку; діафрагми інших ступенів кріпляться в обоймах, розташованих в розточеннях зовнішнього корпусу. Підведення пари в ЦВТ виконано боковим, по двох патрубках Du-800, які розташовані в нижній половині корпусу (по одному з кожного боку турбіни).

У даній роботі при оцінці залишкового ресурсу елементів парових турбін виконується розрахункова оцінка теплового (ТС), напружено-деформованого стану (НДС), малоциклової втоми

(МЦВ), пошкоджуваності і залишкового ресурсу корпусу ЦВТ з урахуванням фактичних даних про режими експлуатації парової турбіни великої потужності і властивостей металу її основних елементів згідно нормативних документів [4, 5]. Крім того, для конструктивно складних корпусів ЦВТ враховуються тривимірні конструкції з фланцями горизонтального роз'єму, патрубків підведення пару та інших складних елементів.

На першому етапі перевірочного розрахунку розроблена методика створення просторових аналогів елементів турбомашин з застосуванням програмного продукту *Solidworks* для корпусу ЦВТ (рис. 1). Побудова геометричної моделі виконувалась на основі паспортного креслення турбіни К-1000-60/3000. Спочатку побудовано ескіз (профіль обертання) для корпусу з вихідних даних. Габаритна довжина корпусу циліндра складає 5400 мм, зовнішній радіус – 1450 мм.

Результати досліджень та обговорення

Результати досліджень та обговорення (рис. 2–6). На другому етапі перевірочного розрахунку розроблений спосіб вирішення за допомогою програмних комплексів *ANSYS* і *COSMOSWorks* крайової задачі нестационарної тепlopровідності із завданням граничних умов (ГУ) теплообміну на поверхнях корпусу ЦВТ на базі створених геометричних 3-D моделей. ГУ відповідали експлуатаційним режимам по типу пусків з холодного стану і гарячого станів, стаціонарного режиму [6]. При визначені ГУ згідно до рекомендацій [7] враховувалися схеми витоків пари в ущільненнях, реальні графіки пуску з різних теплових станів (холодного і гарячого), попадання конденсату в проточну частину парової турбіни. Задавалась відсутність або наявність ізоляції по всій довжині фланців. Третій етап перевірочного розрахунку містить визначення з використанням програмних комплексів *ANSYS* і *COSMOSWorks* НДС корпусу ЦВТ з урахуванням просторової складної геометрії. Напружено-деформований стан визначався для наступних видів напруг: напруги від тиску та температурних напружень. Розрахунки проводилися з використанням програмного комплексу *SolidWorks Simulation*. Матеріал корпусів – легована сталь 15Х1М1ФЛ.

Теплофізичні та фізико-механічні характеристики сталі 15Х1М1ФЛ задавалися в залежності від температури відповідно до рекомендацій [4]. ТС і НДС корпусу ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 розраховувалося для пуску з гарячого стану (ГС) та пуску з холодного стану (ХС).

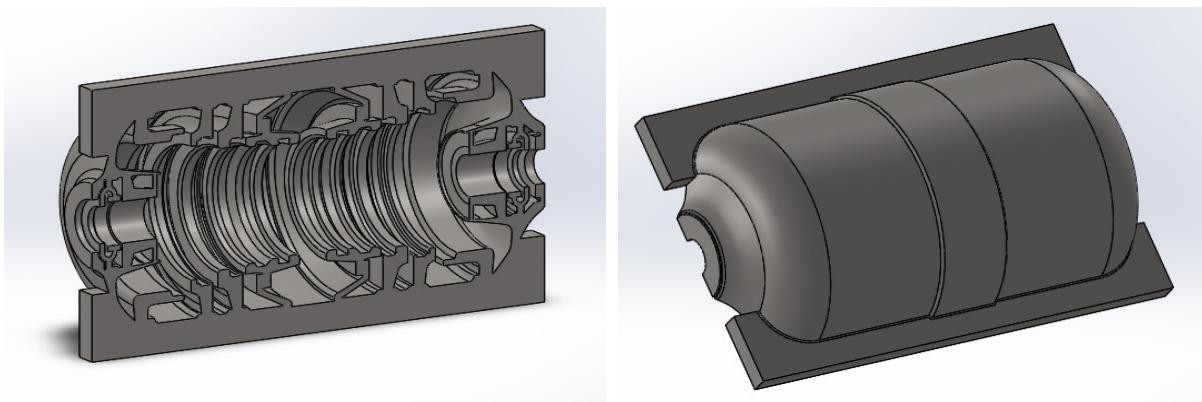


Рис. 1 – 3-D просторовий аналог корпусу циліндра високого тиску парової турбіни:
а – вид знизу; б – вид зверху

Розрахункова оцінка теплового та напруженодеформованого стану корпусу ЦВТ

При пусках з холодного стану ХС максимальний градієнт температур виникає в ЦВТ по всіх контрольним вузлах при початковому наборі обертів у момент часу 1800 с (рис. 2).

Максимальна величина інтенсивності умовних пружних напружень від спільного впливу різниці температури і тиску пари в ЦВТ відмічена в частині впуску пари біля фланців (рис. 3б). Величина їх складає $\sigma_{i\max} = 526$ МПа при пусках з ХС.

Приведена деформація корпусу від впливу температурних напружень та тиску пари (рис. 4) складає 0,0018 % при пуску з ХС в момент часу 1800 с та 0,00276 % при пуску з ГС в момент часу 360 с, що відповідає допустимим нормам в 0,09 %. Максимальний градієнт температур при пусках з гарячого стану (ГС) виникає в ЦВТ по всіх контрольним вузлах в момент часу 360 с. На рис. 5 наведено графіки зміни градієнтів температур при пуску з ГС і характерні точки максимальних градієнтів температур для ЦВТ.

Як видно з епюри напружень (рис. 6б), в частині корпусу, де здійснюється впуск пари поблизу фланців, відмічена максимальна величина інтенсивності умовних пружних напружень від спільного впливу різниці температури і тиску пари в

ЦВТ. Величина їх складає $\sigma_{i\max} = 716,7$ МПа при пусках з ГС.

Розрахункова оцінка малоциклової втоми та залишкового ресурсу корпусу ЦВТ

На четвертому етапі зроблено розрахункову оцінку малоциклової втоми з використанням комплексу програм НТУУ «КПІ» і програмних комплексів *ANSYS* і *COSMOSWorks* на базі розрахункової зміни НДС корпусу ЦВТ.

Розрахунки виконувалися відповідно до рекомендацій нормативних документів [4]. Використовувалися експериментальні залежності втоми сталі при ізотермічному симетричному циклі навантаження. Результати розрахункової оцінки малоциклової втоми міцності металу ЦВТ представлена в табл. 1.

З урахуванням даних по ТС, НДС, оцінки малоциклової втоми металу ЦВТ парової турбіни К-1000-60/3000 (табл. 1) розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового допустимого напрацювання в роках та індивідуального ресурсу корпусу ЦВТ для енергоблоку ст. № 3 Рівненської АЕС представлена в табл. 2. Оцінка короткочасної статичної міцності корпусів ЦВТ виконується згідно з рекомендаціями [5].

Таблиця 1 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми металу корпусу ЦВТ турбіни

ЦВТ	Температура по товщині стінки корпусу, t_{\max} , °C	Інтенсивність напружень, σ_i , МПа	Приведена деформація, $\varepsilon_{a\text{пр}}$, %	Допустиме число пусків, N_d	
				$n_{ll} = 5$	$n_e = 1,5$
ХС	155	520,0	0,1543	6000	
ГС	180	700,0	0,2023		2000

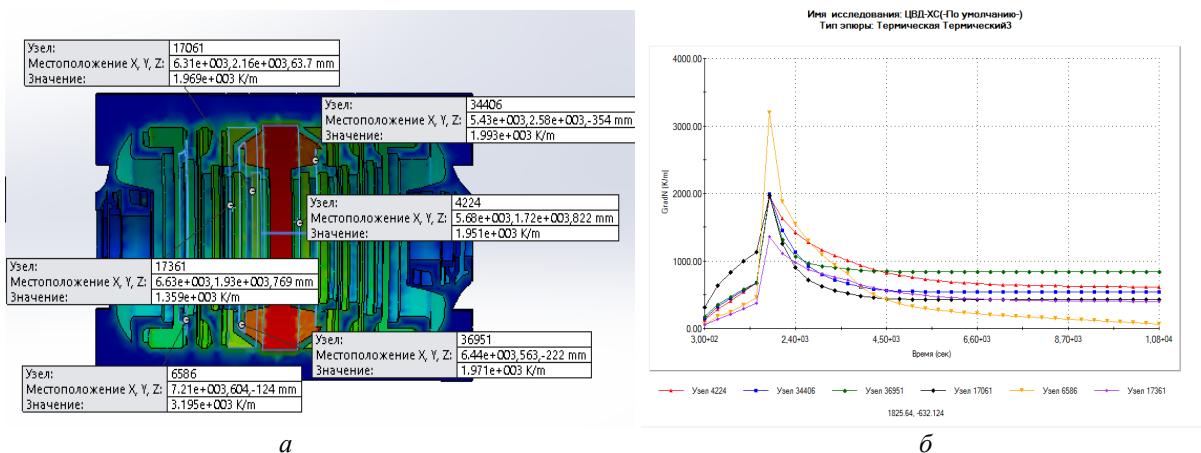


Рис. 2 – Максимальні градієнти температур (а) для ЦВТ та графіки зміни градієнтів температур при пуску з ХС (б):

а – максимальні градієнти температур; б – зміна градієнтів температур для ЦВТ

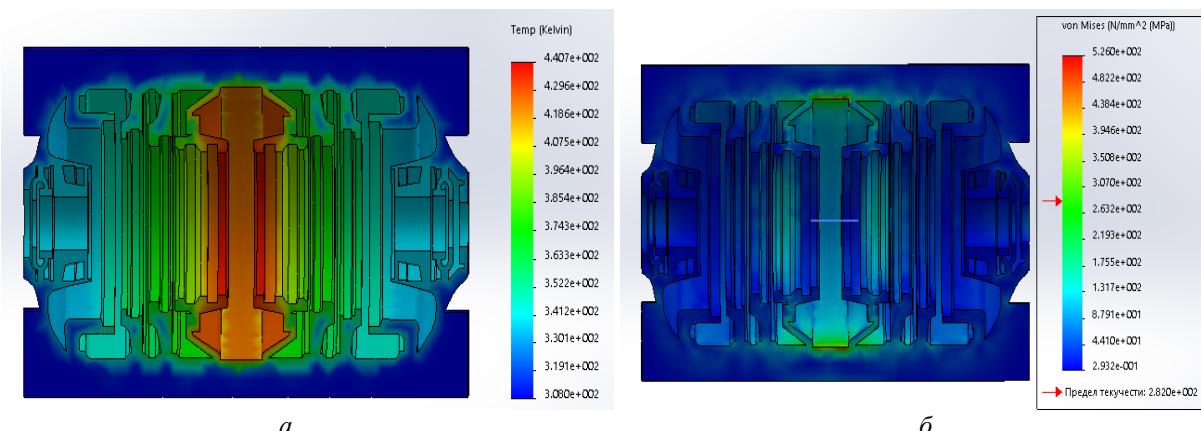


Рис. 3 – ТС для ЦВТ (а); НДС для ЦВТ (б) при пуску з ХС в момент часу 1800 с:
а – тепловий стан ЦВТ; б – напружено-деформований стан ЦВТ

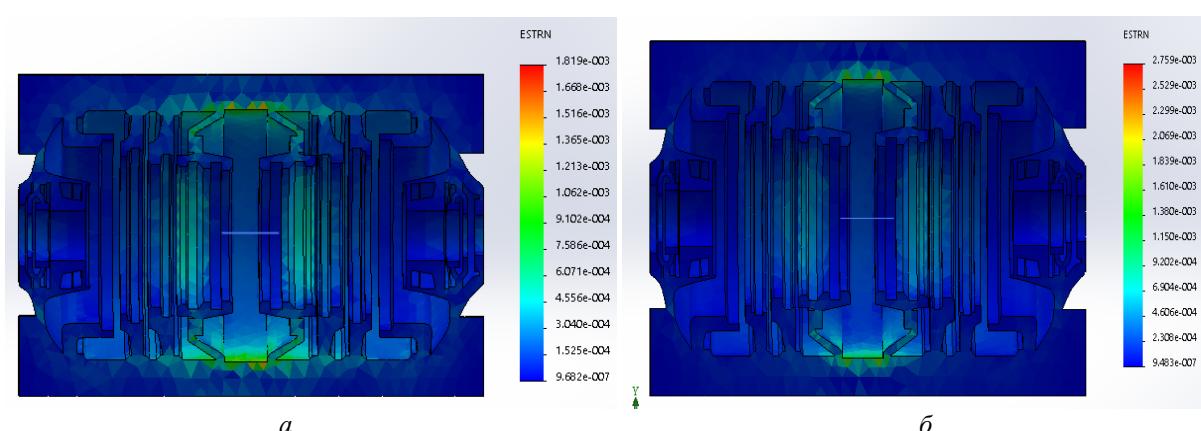


Рис. 4 – Деформація ЦВТ при пуску з ХС в момент часу 1800 с (а) та ГС 360 с (б):
а – пуск з ХС в момент часу 1800 с; б – пуск з ГС в момент часу 360 с

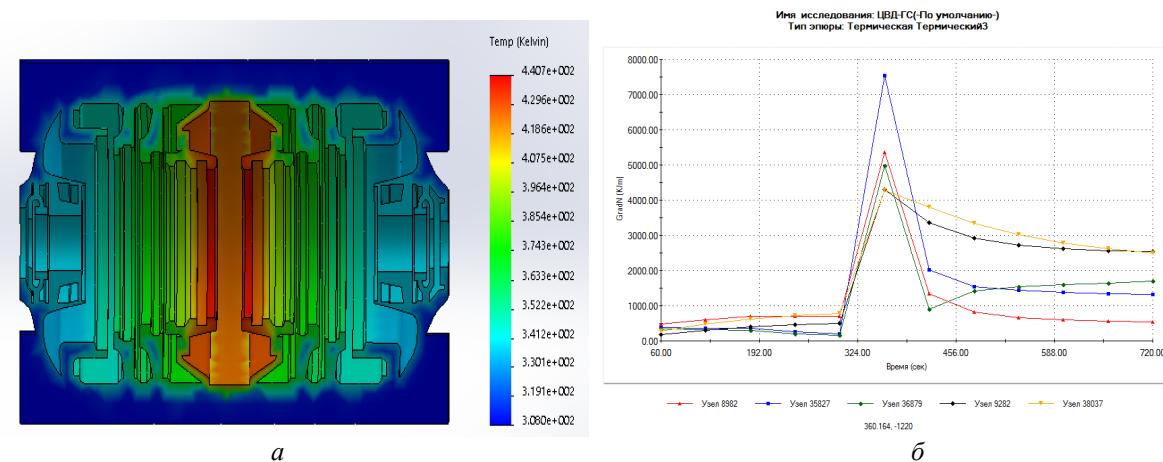


Рис. 5 – Максимальні градієнти температур (а) для ЦВТ та графіки зміни градієнтів температур при пуску з ГС (б):
а – максимальні градієнти температур; б – зміни градієнтів температур

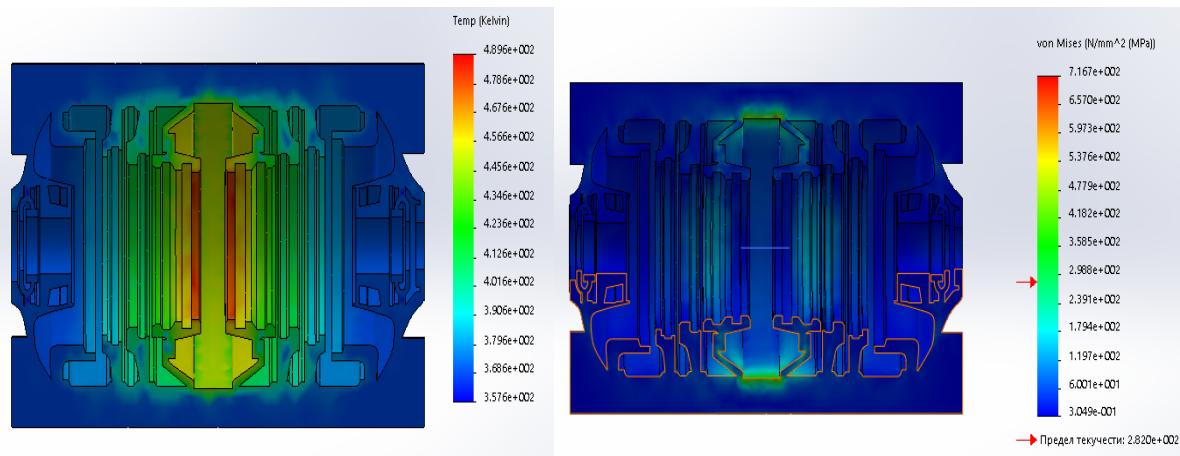


Рис. 6 – ТС для ЦВТ (а); НДС для ЦВТ (б) при пуску з ГС в момент часу 360 с:
а – тепловий стан ЦВТ; б – напружено-деформований стан ЦВТ

Таблиця 2 – Розрахункова оцінка пошкодження та індивідуального ресурсу корпусу ЦВТ турбіни

№ п/п	Назва	Формула	ЦВТ
1	Температура металу, °С	t	180
2	Інтенсивність напружень, МПа	$\sigma_{\text{іmax}}$	88
3	Границя текучості, МПа	σ_02^{B}	282
4	Номінальне еквівалентне напруження, МПа	$2\tau_{\text{max}} = \sigma_3$	90,0
5	Запас міцності $\sigma_{i\text{max}}$	$n_t' = \sigma_02^{\text{B}}/\sigma_{i\text{max}}$	3,2045
6	Запас міцності по σ_3	$n_t'' = \sigma_02^{\text{B}}/2\tau_{\text{max}}$	3,1333
7	Допустиме число циклів по різним типам пусків	$[N_p] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ХС}} = 51$ $[N_p] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ГС}} = 190$	6000 2000
8	Циклічна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ц}}] = \sum n_i/[N_p]$	0,1035
9	Допустимий час роботи металу	$[t_p]$	$3,7 \times 105$
10	Число годин роботи на рік	$\tau_{\text{год}} = T/z$	6100,0
11	Річна циклічна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{г}}'] = \sum n_{\text{lr}}/[N_p]$	0,003569
12	Річна статична пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ст}}'] = \sum \tau_{\text{год}}/[t_p]$	0,016486
13	Сумарна пошкоджуваність за рік	$[\Pi_{\text{г}}''] = [\Pi_{\text{ст}}'] + [\Pi_{\text{ц}}']$	0,020055
14	Залишкове напрацювання, рік	$G = 1 - [\Pi']/[\Pi_{\text{г}}']$	44,7
15	Залишковий ресурс, год	$T_{\text{ост}} = G\tau_{\text{год}}$	272676

Таким чином, розрахунковий ресурс металу корпусу ЦВТ турбоагрегату К-1000-60/3000 блоку № 3 Рівненської АЕС вироблений на 10 %. Запаси короткочасної статичної міцності корпусу ЦВТ ніде не виходять за межі допустимих ($n_t' \geq 1,5$), що дозволяє подальшу експлуатацію. Згідно розрахунків, індивідуальний залишковий ресурс корпусу ЦВТ парової турбіни К-1000-60/3000 становить 272676 годин, що дозволяє продовжити експлуатацію корпусу ЦВТ на 10 років по умовах роботи реактору.

Висновки

1 Для парової турбіни К-1000-60/3000 вдосконалено математичну модель теплового (ТС), напруженно-деформованого стану (НДС), малоциклової та статичної втоми корпусу ЦВТ парової турбіни на базі 3D-просторових аналогів.

2 За допомогою математичного та фізично-го моделювання отримано розрахункові дані по ТС, НДС та залишковому ресурсу енергетичного обладнання парової турбіни К-1000-60/3000 Рівненської АЕС з урахуванням реальних умов експлуатації.

3 Обґрунтовано рекомендації щодо продовження терміну експлуатації парової турбіни К-1000-60/3000 блоку № 3 Рівненської АЕС.

Список літератури

- 1 Розпорядження Кабінету Міністрів України від 29 квітня 2004 № 263-р «Про схвалення комплексної програми робіт з продовження терміну експлуатації діючих енергоблоків атомних електростанцій». – Режим доступа: www.kmu.gov.ua. – Заглавие с экрана. – 10.01.2016.
- 2 **Навроцький, Б. Л.** Выполнение комплекса мероприятий по оценке технического состояния и переназначения срока эксплуатации турбин 1000 МВт энергоблоков АЭС [Текст] / **Б. Л. Навроцкий, М. А. Мороз, П. В. Скип** // Збірник наукових праць СНУЯЕтаП. – 2012. – С. 52–59. – ISSN 2076-1570.
- 3 Комплексная программа модернизации и повышения безопасности энергоблоков атомных электростанций / Распоряжение КМ Украины от 29.08.2002 г. – № 504-р. – Режим доступа: www.kmu.gov.ua. – Заглавие с экрана. – 10.01.2016.
- 4 РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость [Текст]. – М., 1985. – № А3-002/7382. – 49 с.
- 5 РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса [Текст]. – М., 1996. – 98 с.
- 6 Турбина паровая К-1000/60-3000. Техническое описание и инструкция по эксплуатации № 1-Э-ТЦ-2 [Текст]. – Кузнецовск : НАЭК «ЭНЕРГОАТОМ», 2006. – 112 с.
- 7 РТМ 24.020.16-73. Турбины паровые стационарные. Расчет температурных полей роторов и цилиндров паровых турбин методом электромоделирования [Текст]. – М., 1973. – № ВК-002/3209. – 104 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 Rasporjadjenja Cabinety Ministriv Ukrayny vid 29 kvitnja 2004 № 263-p. "Pro sxvalenla kompleksnoy programu robit z prodovgenja terminu jekspuatacii diuchux energoblokiv atomnux elektrostancij" [Order of the cabinet of the ministry of Ukraine 29 April 2004 № 263-p. "About statement of the complex program of the works extension of service life of the power units of the nuclear power plants"], available at: www.kmu.gov.ua (Accessed 10 January 2016).
- 2 Nawrocki, B. L., Frost, M. A., Skip, P. V. (2012), "Vupolnenie kompleksa meroprijatiy po ocenka texnicheskogo sostojaniy I perenaznachenie sroka ekspluataciyi turbin 1000 MVt energoblokov AES [A range of measures to assess the technical condition and reassignment of service life of the turbines of 1,000 MW nuclear power plants]", *Zbirnik naukovyx praz SHYJEiP* [Collection of scientific papers SNUYaEtaP], pp. 52–59, ISSN 2076-1570.
- 3 Kompleksnaja programma modernizacii i povushenija bezopasnosti energoblokov atomnux elektrostancij /Rasporjagenie KM Ukrayny ot 29.08.2002 g. – № 504-p. [A comprehensive program of modernization and improve safety NPPs / Ordinance Cabinet of Ukraine from 29.08.2002, the – № 504-p], available at: www.kmu.gov.ua (Accessed 10 January 2016).
- 4 (1985), RTM 108.021.103. *Detali parovyh stacionarnyh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost'* [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation], Moscow, Russian.
- 5 (1996), RD 34.17.440–96. *Metodicheskie ukazaniya o porjadke provedenija rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovyh turbin i prodlenii sroka ih jekspuatacii sverh parkovogo resursa* [Guidelines on how to conduct work in the evaluation of individual resource steam turbines and extend their useful life in excess of park resources], Moscow, Russian.
- 6 (2006), Turbina parovaja K-1000/60-3000. Tekhnicheskoe opisanie i instrukcija po jekspuatacii №1-E-TC-2 [The steam turbine K-1000 / 60-3000. Technical description and user manual №1-E-TC-2], NAEC "Energoatom", Kuznetsovsk, Ukraine.
- 7 (1973), RTM 24.020.16-73. *Turbiny parovye stacionarne. Raschet temperaturnyh polej rotorov i cilindrov parovyh turbin metodom jelektronomodelirovaniya* [Stationary steam turbines. The calculation of the temperature fields of the rotors and the cylinders of steam turbines by electrical analogy method], Moscow, Russian.

Відомості про авторів (About authors)

Черноусенко Ольга Юріївна – доктор технічних наук, професор, Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут», завідуючий кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних

електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504-82-92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; cher_olya@2c.kiev.ua; ORCID 0000-0002-1427-8068.

Chernousenko Olga Yuriiwna – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; Kyiv; tel.: (067) 504-82-92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; cher_olya@2c.kiev.ua.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Черноусенко, О. Ю. Оцінка залишкового ресурсу корпусів парових турбін АЕС [Текст] / **О. Ю. Черноусенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 129–135. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.18.

Please cite this article as:

Chernousenko, O. (2016), "Evaluation of the Residual Life of the Casings of Steam Turbines Used by Nuclear Power Plants (NPP)". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 129–135, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.18.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Черноусенко, О. Ю. Оценка остаточного ресурса корпусов паровых турбин АЭС [Текст] / **О. Ю. Черноусенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 129–135. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.18.

АНОТАЦИЯ Обосновано продление срока эксплуатации энергетического оборудования путём расчётных исследований теплового, напряжённо-деформированного состояния и оценки остаточного ресурса корпуса цилиндра высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000 блока 1000 МВт «Ровенская АЭС» Государственного предприятия НАЭК «Энергоатом». Расчётный ресурс металла корпуса цилиндра высокого давления турбоагрегата К-1000-60/3000 выработан на 10 %. Запасы статической прочности корпуса ЦВТ нигде не выходят за границы допустимых. Индивидуальный остаточный ресурс корпуса цилиндра высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000 составляет 272676 часов, что позволяет продлить эксплуатацию на 10 лет по условиям работы реактора.

Ключевые слова: Тепловое состояние, напряжённо-деформированное состояние, остаточный ресурс, статическая прочность, малоцикловая усталость, цилиндр высокого давления, сверхпроектный период, пуск из холодного состояния, пуск из горячего состояния.

Надійшла (received) 26.01.2016

K. O. КОБЗАР, О. Ю. ШУТЬ, О. О. ОВСЯННИКОВА, О. В. СЕНЕЦЬКИЙ, О. В. ТРЕТЬЯК

АНАЛІЗ ПРИЧИН ПОШКОДЖЕННЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ ТА ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ ШЛЯХОМ ВИЗНАЧЕННЯ СКАЛАДНОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ

АННОТАЦІЯ Виконано аналіз можливих причин виникнення аварійних ситуацій у процесі експлуатації турбогенераторів та гідрогенераторів при різноманітних режимах роботи. Проаналізовано доцільність заміни водневого охолодження генератора на повітряне з урахуванням геометричних обмежень розташування теплообмінного апарату у корпусі електрогенератора. Проведено детальний розрахунок теплового стану повітроохолоджувача генератора. Проведений розрахунковий аналіз показав, що розроблений повітроохолоджувач забезпечує надійну роботу турбогенератора на всіх режимах роботи та гарантує 35 % запас по тепловому навантаженню.

Ключові слова: турбогенератор, гідрогенератор, ротор, статор, тепловий стан, пошкодження, складнонапруженний стан.

K. KOBZAR, O. SHUT, O. OVSIANNYKOVA, O. SENETSKYI, O. TRETIAK

ANALYSIS OF CAUSES OF TURBOGENERATORS AND HYDROGENERATORS DAMAGES BY THE METHOD OF DETERMINATION OF COMPLICATED STRESSED STATE OF THE PARTS

ABSTRACT The analysis of possible causes of emergency situations in the operation of large electric machines at different operating modes was carried out in order to find the ways of improvement of Turbogenerators and Hydrogenerators reliability. Due to the fact that the generators shall be free from damage and residual deformations and withstand for 2 minutes emergency increasing of rotational speed of 20 % above rated one, and upon the inquiry of the Customer, the generators can be manufactured that allow emergency increasing of rotational speed up to 30% higher than the rated one, it is necessary to carry out calculations of complicated stressed state by the methods of finite elements and CFD. The article shows the main causes of damage of the stator group parts, namely damage of the insulation and emerge of "fretting effect" of active steel sheets. A scheme of crumbling development of active steel sheets of the core is submitted and indicated the necessity for a detailed calculation of the complicated stressed states of pressing elements "of active steel" of the core. The reasons for the deterioration of coolers operation is shown. A detailed calculation of the thermal state of the generator air cooler is carried out. The above design analysis showed that the designed air cooler provides reliable operation of the machine at all operating conditions and ensures 35 % of the heat load margin. The calculation is performed by CFD. A detailed three-dimensional modeling was carried out during the calculation. Indicated the basic ways of scientific development direction of mathematics tools that allow take into consideration all the problems of Turbogenerators and Hydrogenerators designing.

Key words: turbine generator, hydro generator, rotor, stator, thermal state, the damage, complex stress.

Вступ

Забезпечення безаварійної роботи турбогенераторів та гідрогенераторів залишається повністю не вирішеним завданням протягом усього періоду експлуатації електричних машин [1, 2]. З огляду на те, що більшість електростанцій покривають пікові навантаження мережі, то вихід з ладу одничної потужності може привести до значних збоїв у енергосистемі в цілому. У роботах [3–5] детально описані основні елементи конструкцій турбо- та гідрогенераторів, а також принципи їх проектування.

Конструкція електричних генераторів повинна задовільняти вимогам [6], а відповідність генераторів вимогам стійкості до механічних зовнішніх чинників (в тому числі сейсмостійкості) повинні бути підтвердженні розрахунками згідно [7, 8].

Машини повинні допускати тривалу роботу з номінальною потужністю та максимальним навантаженням, що перевищує номінальне в кілька разів, а проміжок часу критичного режиму може становити до 5 хв., при відхиленнях напруги $\pm 5\%$

й частоти $\pm 2\%$ номінальних значень, при цьому, під час критичних режимів напруга, що виникає при перевантаженні елементів статора та ротора генератора, не повинна перевищувати межі текучості, для забезпечення надійної роботи конструкції.

Як показує досвід, а також посилені вимоги до конструкцій роторів електрогенераторів, вузли та деталі повинні забезпечувати міцність вала генератора на крутильні коливання, які повинні підтверджуватися розрахунковим шляхом з подальшою експериментальною перевіркою.

Генератори повинні без пошкоджень й залишкових деформацій витримувати протягом 2 хв. аварійне підвищення частоти обертання на 20 % понад номінальної. На замовлення споживача можуть виготовлятися генератори, що допускають аварійне підвищення частоти обертання до 30 % понад номінальної. Існуючі методики дають великі похибки. Тому необхідно провести глибокий аналіз.

Постановка задачі

На теперішній час напрацювання деяких турбо- та гідрогенераторів, що експлуатуються на території України та близького зарубіжжя, перевищує 300 тис. год., саме тому необхідно розробити систему дистанційного аналізу стану генераторного обладнання електростанцій [9, 10]. Ця система дозволить аналізувати зміни характерних параметрів вузлів генераторів в процесі появи дефектів та створення бази знань, що зберігає дані про зміну основних параметрів конструкції в процесі зародження, розвитку й кінцевому пошкодженні вузлів. У подальшому результатом роботи стане експертна система, яка дасть можливість прогнозувати виникнення аварійних ситуацій, відстежувати необхідність проведення регламентних робіт, забезпечувати своєчасну зупинку та безаварійну роботу генератора. База знань буде об'єднувати весь обсяг інформації про різні аварійні ситуації на електростанціях України та за-безпечувати подальшу можливість самонавчання в режимі реального часу.

На теперішньому етапі створення системи дистанційного аналізу стану генераторного обладнання електростанцій проведено аналіз дефектів виникаючих при експлуатації турбо- та гідрогенераторів.

Дефекти, що виникають при роботі генератора

Робота турбо- та гідрогенераторів пов'язана з виникненням складнонапруженого стану їх вузлів і деталей, але ступінь дії різного роду комбінованих навантажень відрізняється для кожного елементу генератору. Це ускладнює проведення розрахунків у комплексі. З метою виявлення найбільш уразливих частин електрогенеруючої машини проведено детальніших аналіз пошкоджень, що виникають на генераторах при довгостроковій експлуатації.

За результатами проведеної статистичної обробки даних про виникнення типових аварійних ситуацій, які спостерігаються на електричних генераторах електростанцій, обумовлених відмовами різного роду, побудовано діаграми (рис. 1).

З рис. 1 видно, що найбільш уразливими частинами є статор, ротор, контактні кільця та струмові дводи. Слід відзначити, що увагу також треба приділити системі охолодження тому, що саме до неї приділяється велика увага по техніці безпеки через наявність водню у якості охолоджуючої середи генератора.

Серед наведеного, слід зазначити, що детальна увага має надаватись конструкції статорів турбогенераторів та гідрогенераторів.

Найбільш серйозні пошкодження ізоляції лобових частин спостерігається в результаті дії електродинамічних сил. При дії яких лобові частини прагнуть наблизитися до натискних фланців

статора та зміститися по обертанню поля ротора. Виникаючі електродинамічні зусилля в змозі зруйнувати мотузкові бандажі та деформувати лобову частину. Досить високе переміщення виникає в лобових частинах під впливом температурних переміщень. Для ізоляції електричних машин це основна причина пошкодження обмоток внаслідок термомеханічного впливу. Від дії термомеханічного впливу та вібрацій в умовах підвищених температур відбуваються механічні пошкодження ізоляції у вигляді розшарування або утворення тріщин. Це викликає всередині діелектрика в газових включеннях з'являються часткові розряди, які і зумовлюють в кінцевому підсумку пробій ізоляції.

На рис. 2 наведено коронну активність, що спостерігалась в межах виділеної квадратом області. Випробування від стороннього джерела проводились при напрузі 31 кВ (розрядна активність в області виходу 9-го стержня з паза) для визначення характеристик часткових розрядів обмотки та рівня коронної активності. Критерієм успішності проведеного ремонту є відсутність вище наведених дефектів [11].

Також, характерними пошкодженням електричної ізоляції є розтріскування. У зв'язку з тим, що цей дефект призводить до виникнення короткого замикання, та можливого пожару, західні фірми наділяють багату увагу проблемам експлуатації стержнів. На рис. 3 показано розтріскування ізоляції внаслідок дії високих вібраційних навантажень.

Однією з похідних причин виникнення дефектів осердя статору є зменшення запресовки осердя статору, та відсутність можливості збільшення питомого тиску на осердя статору. В гідрогенераторах ця проблема виникає внаслідок неможливості встановлення силових акумуляторів, східних по конструкції з турбогенераторами. І внаслідок виникає «фреттінг-ізнос» (рис. 4).

Схема розвитку розкращування листів активної сталі осердя зазначена на рис. 5. Для запобігання виникнення вищезазначеної проблеми необхідно проводити детальні розрахунки складнонапруженого стану пресуючих елементів «активної сталі» осердя [12].

Особливе місце в конструкції турбогенератору є охолоджувач (теплообмінник). У процесі всього циклу експлуатації генератору нормальній технічний стан охолоджувача гарантує нормальну роботу загальної системи охолодження генератору. Як правило, охолоджувач є достатньо навантаженим елементом турбогенератору. Не зважаючи на достатню увагу до конструкції та постійний технічний огляд мають місце наступні дефекти: закупорка трубок (рис. 6), розтріскування охолоджуючої поверхні, руйнування фланців та ін. Тому в процесі проектування важливою задачею є розрахунок теплових полів охолоджувача, для забезпечення надійності роботи генератору.

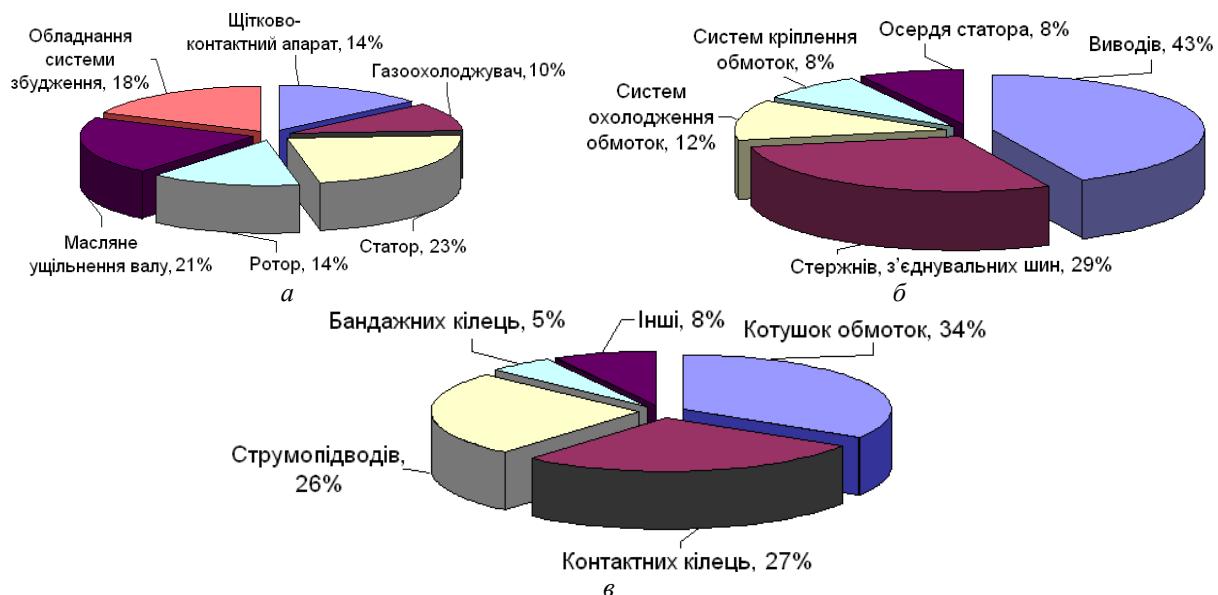


Рис. 1 – Діаграми даних про виникнення типових аварійних ситуацій електрогенераторів:
а – загальна картина пошкоджень; б – пошкодження статору; в – пошкодження ротору

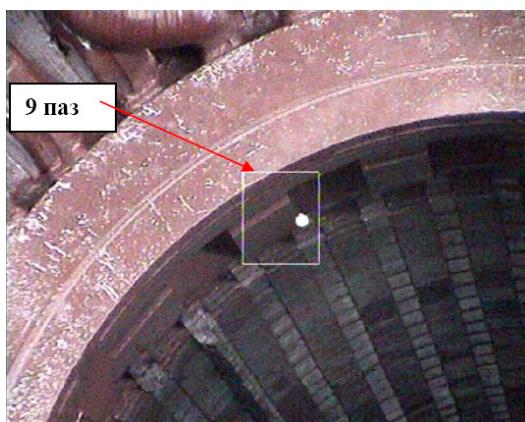


Рис. 2 – Замикання листів активної сталі турбогенератора



Рис. 3 – Розтріскування ізоляції

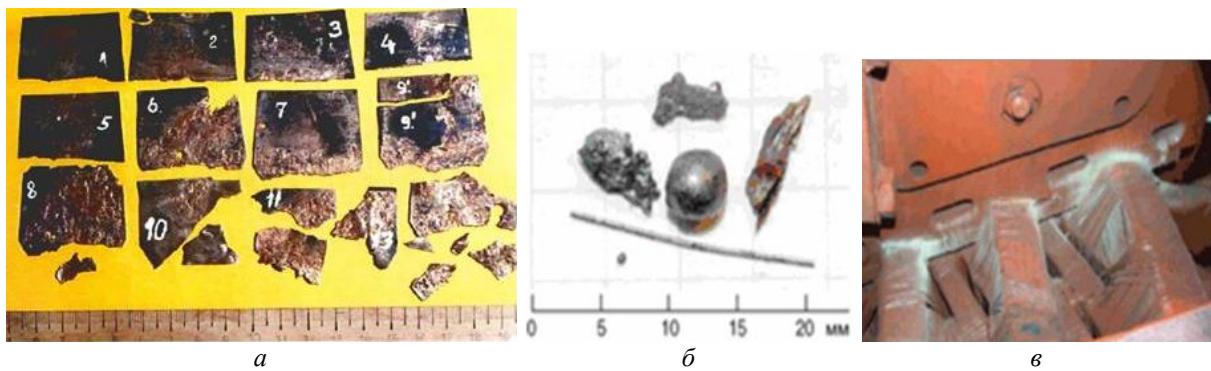


Рис. 4 – Результати фізичного зносу елементів генератора:
а – обломки з фретінг-ізносом; б – осколки елементарних листових сталей, краплі розплавленого металу та окатиші з порошку намагніченого заліза, що утворився у результаті віброударної взаємодії у вузлах кріплення сердечника з наборними призмами; в – стирання вузлів кріплення бандажних кілець до кронштейну

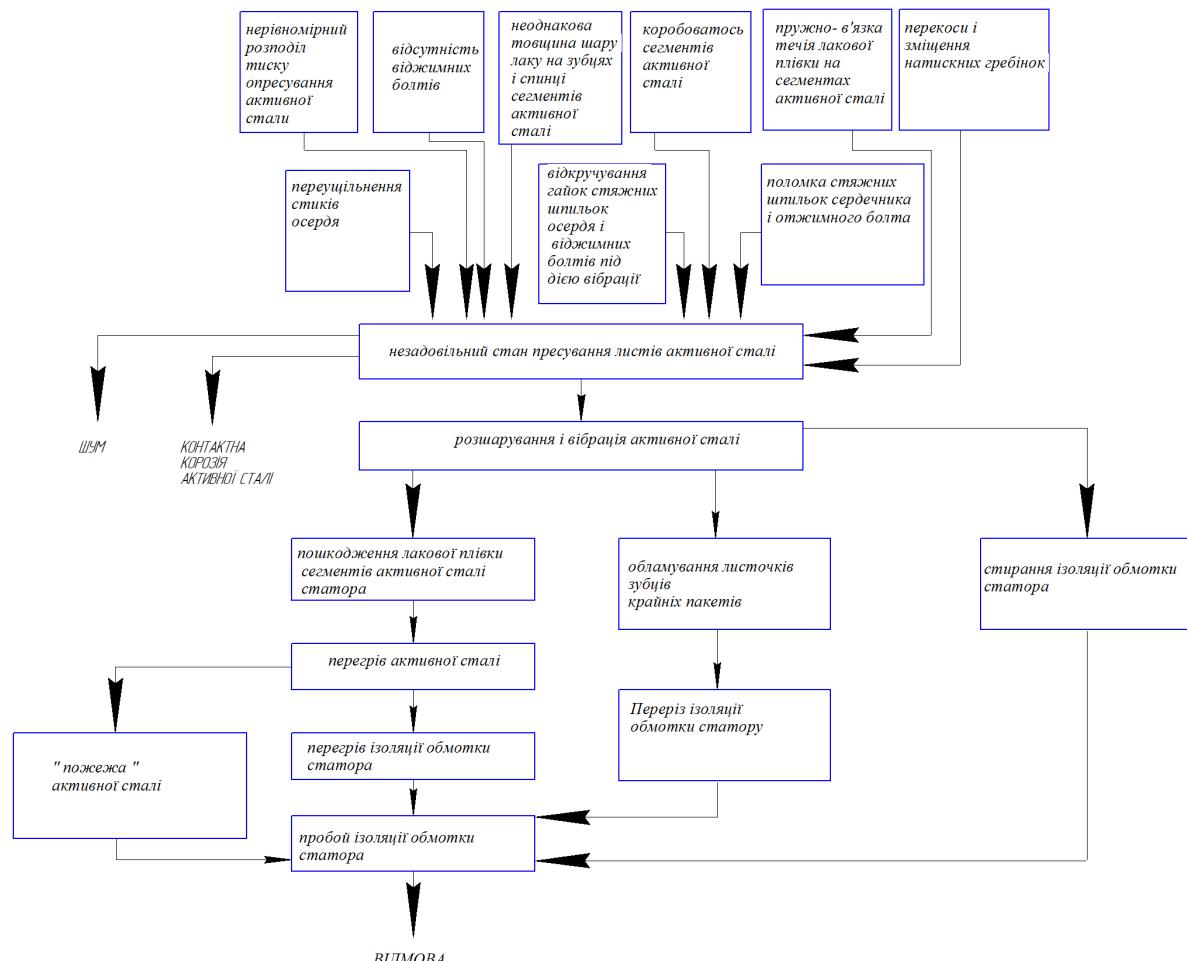


Рис. 5 – Схема розвитку розкрашування листів активної сталі осердя

Визначення теплового стану охолоджувача генератора

Для того, щоб визначити тепловий стан охолоджувача необхідно провести детальний розрахунок теплового стану повіtroохолоджувача. Будь-яке застосування обчислювальної гідродинаміки складається з послідовних етапів, які виконуються з використанням спеціального програмного забезпечення і виконуються в три етапи:

Підготовчий етап. На даному етапі формується геометрія моделі, формулюються необхідні фізичні умови, геометрія дискретизується, задаються початкові і граничні умови диференціальних рівнянь.

Розрахунок. На цьому етапі машина, за заданим алгоритмом, чисельно вирішує основні рівняння з точки зору фундаментальних фізичних параметрів (швидкість, тиск, щільність, температура, ентальпія і т.д.), а також записує результати рішення в пам'ять.

Аналіз. Результати рішення відображаються у вигляді графіків, таблиць, а також контурних векторних схем, прив'язаних до вихідної геометрії.

При визначенні теплового стану повіtroохолоджувача було розраховано тепловий стан повіtroохолоджувача з трубками з використання ліцензованого програмного комплексу *SolidWorks*. У *CosmosFloWorks* рух і теплообмін плинного середовища моделюється за допомогою рівнянь Навье-Стоксу, що описують в нетрадиційній постановці закони збереження маси, імпульсу та енергії цього середовища

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) &= 0, \\ \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_i u_k - \tau_{i,k}) + \frac{\partial p}{\partial x_i} &= S_i, \\ \frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} ((\rho E + p) u_k + q_k - \tau_{i,k} u_i) &= S_k u_k + Q_H. \end{aligned}$$

Крім того, використовується рівняння стану компонентів плинного середовища, а також емпіричні залежності в'язкості і тепlopровідності цих матеріалів від температури. Цими рівняннями моделюються турбулентні, ламінарні та перехідні процеси (перехід визначається критичними значеннями числа Рейнольдса).

Для течії в серйному охолоджувачі турбогенератору потужністю 200 МВт з водневим охолоджувачем характерне число Рейнольдса відповідає турбулентному режиму течії робочого тіла.

При моделюванні турбулентних течій рівняння Навье-Стокса усереднюються по Рейнольдсу, тобто використовується усереднений по малому масштабу часу вплив турбулентності на параметри потоку, а великомасштабні тимчасові зміни усереднених по малому масштабу часу складових газодинамічних параметрів потоку (тиск, швидкість, температура) враховують введенням відповідних похідних за часом. В результаті рівняння мають додаткові члени – напругу по Рейнольдсу. Детально опис математичного апарату по розрахунку руху і теплообміну плинного середовища у програмному комплексі *SolidWorks Flow Simulation* наведено у [13].

При вирішенні задачі визначення інтенсивності теплового стану охолоджувача турбогенератора було враховано параметри системи охоло-

дження генератора. На основі отриманих результатів побудовано поля швидкостей та температур повітря (рис. 7 та 8).

Проведений аналіз показав, що розроблений повітряохолоджувач забезпечує надійну роботу турбогенератору на всіх режимах роботи і гарантує 35 % запасу по тепловому навантаженні.

Однак, незважаючи на поглиблений аналіз та зазначені зміни й нововведення у розрахункових моделях, лишається ще велике коло не розв'язаних задач. Серед яких є такі, що потребують заміни трубок охолоджувача на сталь марки 18ХН9Т, або схожі аналоги, що дозволять позбутися корозії поверхонь теплообмінника. Використання нержавіючих сталей дозволить значно знизити забруднення води оксидами мідних та алюмінієвих сплавів. Введення нових композитних матеріалів також дозволить подовжити термін використання охолоджувачів.

З урахуванням наведеного, питання закупорки трубок будуть зведені майже на нівець.

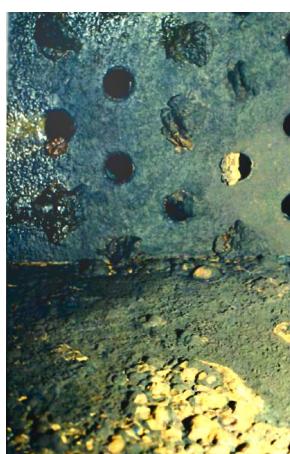


Рис. 6 – Закупорка трубок

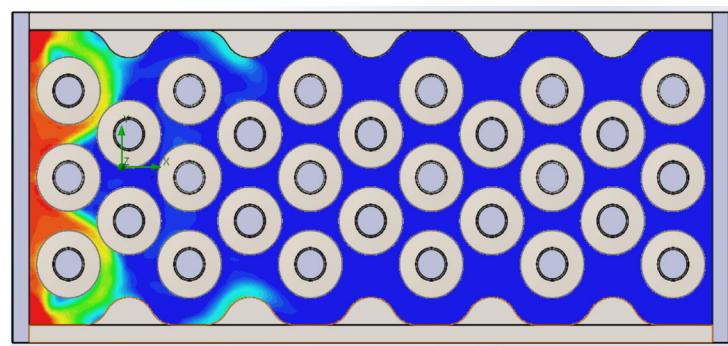
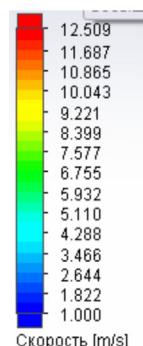


Рис. 7 – Поля швидкостей повітря

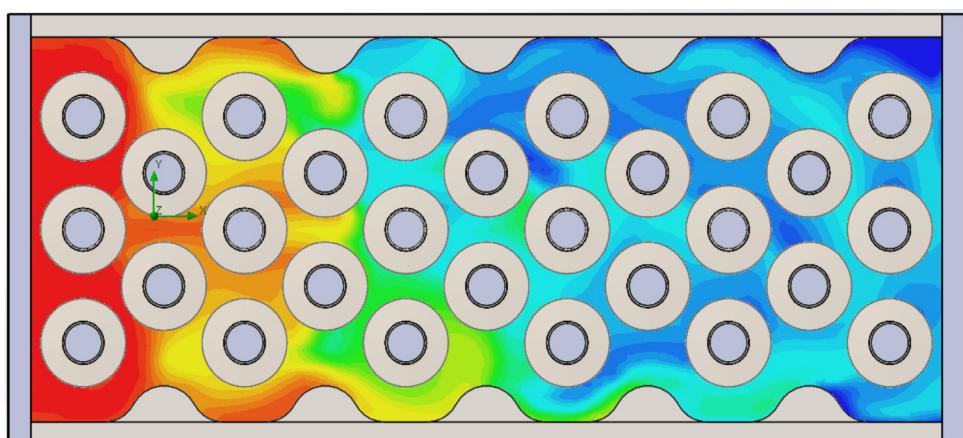
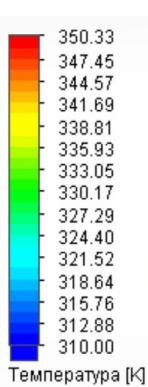


Рис. 8 – Поля температур повітря

Висновки

На даному етапі проведено детальний розгляд основних проблем виникнення аварійних ситуацій турбогенераторів та гідрогенераторів. Зазначено основні шляхи напрямку наукового розвитку математичного апарату, що дозволить врахувати всі проблеми проектування турбогенераторів та гідрогенераторів. Представлено розрахунок охолоджувача типової конструкції турбогенератору та гідрогенератору.

Список літератури

- 1 **Назояин, А. Л.** Управление развитием дефектов на работающем генераторе [Текст] / А. Л. Назояин, В. И. Поляков // Электрические станции. – 2006. – № 1. – С. 49–52.
- 2 **Алексеев, Б. А.** Определение состояний (диагностика) крупных турбогенераторов [Текст] / Б. А. Алексеев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : ЭНАС, 2001. – 152 с. – ISBN 5-93196-097-X.
- 3 **Алексеев, А. Е.** Конструкция электрических машин [Текст] / А. Е. Алексеев. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1958. – 427 с.
- 4 **Данилевич, Я. Б.** Добавочные потери в электрических машинах [Текст] / Я. Б. Данилевич, Э. Г. Каширский. – М. : Госэнергоиздат, 1963. – 214 с.
- 5 **Кашарский, Э. Г.** Потери и нагрев в массивных роторах синхронных машин [Текст] / Э. Г. Каширский, Н. Б. Чемоданова, А. С. Шапиро. – Л.: Наука, 1968. – 200 с.
- 6 ГОСТ 533-85. Машины электрические вращающиеся. Турбогенераторы. Общие технические условия. – Введ. 01.01.1986. – М. : Изд-во стандартов, 1986. – 17 с.
- 7 ГОСТ 17516.1-90. Изделия электротехнические. Общие требования в части стойкости к механическим внешним воздействующим факторам. Межгосударственный стандарт. – Введ. 01.01.93. – М. : Стандартинформ, 1993. – 46 с.
- 8 Турбогенераторы. Расчет и конструкция [Текст] / В. В. Титов, Г. М. Хуторецкий, Г. А. Загородная и др. – Л. : Энергия, 1967. – 896 с.
- 9 **Троицкий, А. И.** Исследование служебных характеристик металла крепежа корпусов турбин мощностью 300 МВт, отработавших нормативный срок [Текст] / А. И. Троицкий, В. И. Гладштейн // Теплоэнергетика. – 2009. – № 2. – С. 66–72. – ISSN 0040-3636.
- 10 **Черноусенко, О. Ю.** Расчетное исследование индивидуального ресурса корпусов ЦВД, ЦСД, корпусов стопорных клапанов и роторов К-200-130 блока 200 МВт [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Э Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2007. – № 2. – С. 64–70. – Бібліогр. : 9 назв. – ISSN 2078-774X.
- 11 **Самородов, Ю. Н.** Дефекты и неисправности генераторов [Текст] / Ю. Н. Самородов. – М. : НТФ «Энергопресс», 2005. – 100 с.
- 12 Обнаружение дефектов гидрогенераторов [Текст] / Л. Г. Мамиконянц, Ю. М. Элькинд, Ю. В. Петров и др.; под ред. Л. Г. Мамиконянца, Ю. М. Элькинда. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 231 с.
- 13 **Алямовский, А. А.** Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation [Текст] / А. А. Алямовский. – М. : ДМК Пресс, 2010. – 464 с. – ISBN 978-5-94074-586-0.

Bibliography (transliterated)

- 1 Nazojain, A. L. and Polyakov, V. I. (2006), “Management of development defects on the generator running”, *Elektricheskie stantsii*, no. 1, pp. 49–52.
- 2 Alekseev, B. A. (2001), *Opredelenie sostojanija (diagnostika) krupnyh generatorov* [Definition of states (diagnosis) of large turbine generators], ENAS, Moscow, Russia.
- 3 Alekseev, A. E. (1958), *Konstruktsija elektricheskikh mashyn* [The design of electrical machines], Gosjenergoizdat, Moscow, Russia.
- 4 Danilevich, Ja. B. and Kasharskiy, E. G. (1963), *Dobavochnye poteri v elektricheskikh mashynah* [Additional losses in the electrical machines], Gosenergoizdat, Moscow, Russia.
- 5 Kasharskiy, E. G., Chemodanov, N. B. and Shapiro, A. S. (1968), *Poteri I nagrev v massivnyh rotorah sinhronnyh mashyn* [Losses and heating in the massive rotors synchronous machines], Nauka, Leningrad, Russia.
- 6 State Committee (1986), 533-85: *Mashiny elektricheskie vrashchayushchiesja. Turbogeneratory. Obshchie tehnicheskie trebovaniya* [533-85 Machines electric rotating. Turbogenerators. General technical conditions], Publishing House of Standards, Moscow, Russia.
- 7 State Committee (1993), 17516.1-90: *Izdelija elektrotehnicheskie. Obshchie trebovaniya v chasti stoykosti k mehanicheskim vneshnim vozdeystvuyushchim faktoram. Mezhgosudarstvennyy standart* [17516.1-90 Products Electrotechnical. General requirements in part of resistance to mechanical external affecting factors. Interstate standard], Standartinform, Moscow, Russia.
- 8 Titov, V. V., Hutoretskiy, G. M., Zagorodnaja, G. A. et al. (1967), *Turbogeneratory. Raschet i konstruktsija* [Turbogenerators. Calculation and design], Jenergija, Leningrad, Russia.
- 9 Troitskiy, A. I. and Gladshteyn, V. I. (2009), “Research of official characteristics of the metal fasteners casings of turbines of 300 MW, exhaust standard period”, *Teploenergetika*, no. 2, pp. 66–72.
- 10 Chernousenko, O. Yu. (2007), “Calculated research of individual resource of corps HPC, MPC, housings stop valves and rotors K-200-130 unit 200 MW”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 2, pp. 64–70.
- 11 Samorodov, Yu. N. (2005), *Defekty i neispravnosti generatorov* [Defects and malfunction of generator], Jenergoprogress, Moscow, Russia.
- 12 Mamikonjants, L. G., El'kind, Yu. M., Petrov, Yu. V. et al. (1985), *Obnaruzhenie defektov gidrogeneratorov* [Detecting defects of hydrogenerators], Jenergoatomizdat, Moscow, Russia.
- 13 Aljamovskiy, A. A. (2010), *Inzhenernye raschety v SolidWorks Simulation* [Engineering calculations in SolidWorks Simulation], DMK Press, Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Кобзар Костянтин Олександрович – головний конструктор з турбогенераторів, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ», 61089, Україна, м. Харків, пр-т Московський, 299; e-mail: kk7@ukr.net.

Kobzar Kostyantyn – SE “Plant“ Electrotiyazhmash”, Cheef Designer on Turbogenerators, 299 Moskovsky Ave, 61089, Kharkov, Ukraine.

Шутъ Олександр Юрійович – заступник начальника відділу проектування гідрогенераторів і КМПТ, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ», 61089, Україна, м. Харків, пр-т Московський, 299.

Shut Oleksandr – SE “Plant“ Electrotiyazhmash”, Deputy Head of Department on Hydrogenerators and LDCM, 299 Moskovsky Ave, 61089, Kharkov, Ukraine.

Овсянникова Олена Олександровна – інженер конструктор I кат. сектору механічних розрахунків, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ», 61089, Україна, м. Харків, пр-т Московський, 299; e-mail Ovsyannikova_Elena90@mail.ru.

Ovsianyukova Olena – Designer-Engineer of the I-st category of Sector on Mechanical Calculations, 299 Moskovsky Ave, SE “Plant“ Electrotiyazhmash”, 61089, Kharkov, Ukraine.

Сенецький Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник оптимізації конструкцій і процесів турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, ул. Пожарского 2/10, м. Харків, Україна, 61046; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net, ORCID 0000-0001-8146-2562.

Senetskyi Oleksandr – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, Senior Research Fellow in optimization of processes and designs of turbomachinery Department, A.N. Podgorny Institute For Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

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

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

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Кобзар, К. О. Аналіз причин пошкодження турбогенераторів та гідрогенераторів шляхом визначення складнонапруженого стану деталей [Текст] / К. О. Кобзар, О. Ю. Шутъ, О. О. Овсянникова, О. В. Сенецький, О. В. Третяк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 136–142. – Бібліогр. : 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.19.

Please cite this article as:

Kobzar, K., Shut, O., Ovsianyukova, O., Senetskyi, O. and Tretiak, O. (2016), “Analysis of causes of turbogenerators and hydrogenerators damages by the method of determination of complicated stressed state of the parts”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 136–142, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.19.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Кобзарь, К. А. Анализ причин повреждения турбогенераторов и гидрогенераторов путем определения сложно напряжённого состояния деталей [Текст] / К. А. Кобзарь, А. Ю. Шутъ, Е. А. Овсянникова, А. В. Сенецкий, А. В. Третьяк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 136–142. – Бібліогр. : 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.19.

АННОТАЦИЯ Выполнен анализ возможных причин возникновения аварийных ситуаций в процессе эксплуатации турбогенераторов и гидрогенераторов при различных режимах работы. Проанализирована целесообразность замены водородного охлаждения генератора на воздушное с учётом геометрических ограничений расположения теплообменного аппарата в корпусе электрогенератора. Проведён детальный расчёт теплового состояния воздухоохладителя генератора. Проведённый расчётный анализ показал, что разработанный воздухоохладитель обеспечивает надёжную работу турбогенератора на всех режимах работы и гарантирует 35 % запаса по тепловой нагрузке.

Ключевые слова: турбогенератор, гидрогенератор, ротор, статор, тепловое состояние, повреждение, сложнопроявленное состояние.

Надійшла (received) 15.01.2016

T. M. ФУРСОВА

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВИХ ТУРБІН ТА ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ

АННОТАЦІЯ Проведено дослідження напруженого стану одного з найбільш відповідальних елементів парової турбіни – робочої лопатки – за допомогою чисельного методу кінцевих елементів. Встановлено загальну картину розподілу напруг, проаналізовані зони, що представляють найбільшу небезпеку пошкоджень внаслідок силової та геометричної концентрації напруг. Розглянуті технологічні та конструктивні міри для підвищення експлуатаційної надійності робочих лопаток та забезпечення безаварійної роботи турбіни.

Ключові слова: парова турбіна, робоча лопатка, напружений стан.

T. FURSOVA

INVESTIGATING THE STRESSED STATE OF THE ROTOR BLADES OF STEAM TURBINES TO INCREASE THEIR OPERATION RELIABILITY

ABSTRACT In the operating conditions of turbine machines many rotor blades experience the fatigue failure and the cracks originate in the zones with a maximum stress level. The purpose of this scientific paper is to study the stressed state of the rotor blade of steam turbine in the three-dimensional problem statement using the numerical method of final elements and analyzing the ways of improvement of their operational reliability. The distribution of stresses in blades' elements containing angular transition zones with high load-bearing and geometric concentrations of stresses, in particular the tail connection, the active blade part-to-tail blade unit transition zone, the blade nib (active part)-to-shroud transition zone was analyzed for the rotor blade of the third stage of LPC of K-300-240 turbine. Technological and structural solutions were given to increase the operational reliability of rotor blades. These include the use of electroerosion machining for manufactured blades, strengthening the surfaces of angular transition zones of the tail connections of rotor blades exposing them to surface plastic stresses, i.e. bead blasting treatment, increasing angular transition radii, especially blade butts, using integral-milled shrouds that are used for the annular connection of blades on the rotor wheel. The data given in this paper can be used for the turbine building branch and also for the design and operation of steam turbines. These data can also be used for the prevention of possible failures in stress concentration zones.

Key words: steam turbine, rotor blade, stressed state, reliability, low pressure cylinder.

Вступ

Енергетика України базується, в основному, на енергоблоках з паровими турбінами одиничною потужністю 200 і 300 МВт, значна частина яких виробила розрахунковий та подовжений ресурси. Відновлення потенціалу електростанцій, що забезпечує безперебійну якісну поставку споживачам електроенергії шляхом заміни зношеного обладнання на нове, вимагає великих матеріальних витрат і часу.

Альтернативним рішенням є подовження ресурсу служби існуючого обладнання на основі глибокого аналізу його стану і, при необхідності, часткової заміни елементів, подальша робота яких не гарантована без пошкоджень. При цьому надзвичайно важливою є проблема забезпечення надійності агрегатів, що експлуатуються, так і нововведених агрегатів. Довготривала безаварійна робота парових турбін у значній мірі залежить від довговічності лопаткового апарату, тому достовірна оцінка рівня напруг є одним з актуальних завдань при проектуванні та експлуатації парових турбін.

Аналіз основних досягнень і літератури

Експлуатаційна надійність парової турбіни у значній мірі залежить від експлуатаційної надійності її робочих лопаток. Робочі лопатки є одними з самих відповідальних елементів парової турбіни. Установлені на диску ротору, вони утворюють робочі канали, в яких відбувається перетворення кінетичної енергії потоку пари в механічну енергію руху ротору.

До надійності лопаток пред'являють виключно високі вимоги. Поломка лопаток приводить або до негайногого останову турбіни, або її аварії; а у найбільш важких випадках – її часткове або повне руйнування.

Робочі лопатки парової турбіни працюють у складних умовах. Вони схильні до дії відцентрових сил, сил тиску пари і динамічних зусиль.

В умовах експлуатації турбомашин більшість руйнувань робочих лопаток носить втомний характер, при якому розвиток тріщин починається в зонах з максимальним рівнем напруг [1–2].

Питання міцності робочих лопаток парових турбін розглядаються в загальній літературі з турбобудування [3–5] та спеціальних монографіях [6–9].

Традиційні методи розрахунку деталей парових турбін, засновані на положеннях опору матеріалів та теорії пружності, не можуть бути достовірними. Сучасні високонавантажені робочі лопатки потужних турбін є конструкціями, до яких важко застосувати рішення плоских задач теорії пружності у зв'язку з суттєвою нерівномірністю розподілу напруг через розвинені об'єми і різкі зміни форм в прикореневій зоні, включаючи хвостовик, та зони бандажу.

Вирішення контактних задач за відомими методиками [4, 6] не дає повної картини розподілу напруг. Слід зазначити, що однотипні моделі досить суперечливі, хоча у деяких випадках розходження розрахунку з експериментом досить задовільне.

Головною перевагою чисельних методів розрахунку на ЕОМ, що отримали поширення в даний час у практиці проектування, є можливість проводити докладне дослідження загального напруженого-деформованого стану і характеру розподілу місцевих напруг у двомірній та об'ємній постановці задачі при значному скороченні часу дослідження.

Мета дослідження, постановка задачі

Для запобігання виникнення пошкоджень у місцях концентрації напруг необхідно проведення більш точних розрахункових досліджень, результати яких були б використані при проектуванні відповідальних елементів парових турбін і забезпечували надійну експлуатацію турбоагрегатів.

Метою роботи є дослідження напруженого стану робочої лопатки парової турбіни у тримірній постановці задачі та аналіз шляхів підвищення її експлуатаційної надійності.

Матеріали дослідження

Для дослідження напруженого стану робочої лопатки третього ступеня ЦНТ турбіни К-300-240 проведено трьохмірне моделювання із застосуванням методу кінцевих елементів (МКЕ).

Для побудови кінцевоелементної моделі лопатки використовувались тетраедальні елементи. Модель хвостового з'єднання визначається густою сіткою розбивки з урахуванням складності конструкції. Контакт задавався по всім опорним поверхням хвостового з'єднання.

Необхідно підкреслити, що результати за МКЕ дозволяють, на відміну від експерименту, виконати тонке дослідження критичних зон у всьому об'ємі розглянутої конструкції. Розподіл напруг у радіальному напрямку наведений на рис. 1.

Загальний напружений стан конструкції характеризують еквівалентні напруги (напруги за Мізуесом), рис. 2.

На відміну від плоских задач теорії пружності, де в основному має місце концентрація напруг,

що пов'язана з конфігурацією деталі, для об'ємних задач характерний взаємовплив на рівень максимальних напруг концентрації напруг і концентрації навантаження.

Найбільш напружену частиною робочої лопатки, яка сприймає зусилля від її активної частини і власних відцентрових сил, є трьохпорне хвостове з'єднання грибовидного типу (рис. 3).

Результати дослідження

При контакті всіх опорних поверхонь хвостового з'єднання робочої лопатки найбільші напруги спостерігаються в зоні верхнього зубця хвостовика, що позначається, головним чином, в зонах концентраторів напруг – кутових переходах (рис. 3). Максимальні напруги тут досягають 1160 МПа.

Величини отриманих максимальних напруг перевищують значення меж плинності лопаткових сталей (для 12Х13, наприклад, – 450 МПа, для 15Х11МФ – 680 МПа), що призводить до утворення незначної по глибині зони пластичного деформування металу, яка залежить від величини коефіцієнта концентрації та рівня середніх напруг. В деталях, схильних до статичних навантажень, такий характер розподілу напруг не призводить до зниження їх працездатності [5, 10].

Для зменшення концентрації напруг у кутових переходах у рекомендованому стандартами профілі трьохпорного грибовидного хвостовика, замість застосуваної в даний час величини радіусу 1,5 мм, доцільно вибирати радіус 2 мм без зміни профілю конструкції [11].

При розробці конструкції робочої лопатки особливу увагу слід приділяти сполученню активної частини лопатки з хвостовою (рис. 1–3). Різка зміна перерізів у місці переходу створює значну нерівномірність передачі напруг від пера лопатки до хвостовика.

Перехід від профільної частини до хвостової здійснюється через проміжну полицю – перехідну зону. Висота перехідної зони вибирається залежно від величини лопатки, конфігурації кореневого перерізу, рівня переданих напруг. Для робочих лопаток висоту перехідної зони слід вибирати не менше 10 мм. Чим більше висота перехідної зони, тим менше позначається нерівномірність напруг на роботі перерізів верхнього і всіх інших зубців хвостовика.

Таким чином, збільшення висоти перехідної зони сприяє зниженню нерівномірності місцевих напруг в результаті перерозподілу силових ліній. Що стосується середніх напруг, то вони дещо зростають через збільшення відцентрової сили неактивної частини лопатки. При виборі висоти перехідної зони слід ретельно враховувати всі фактори, що впливають на міцність хвостового з'єднання [3, 4, 11].

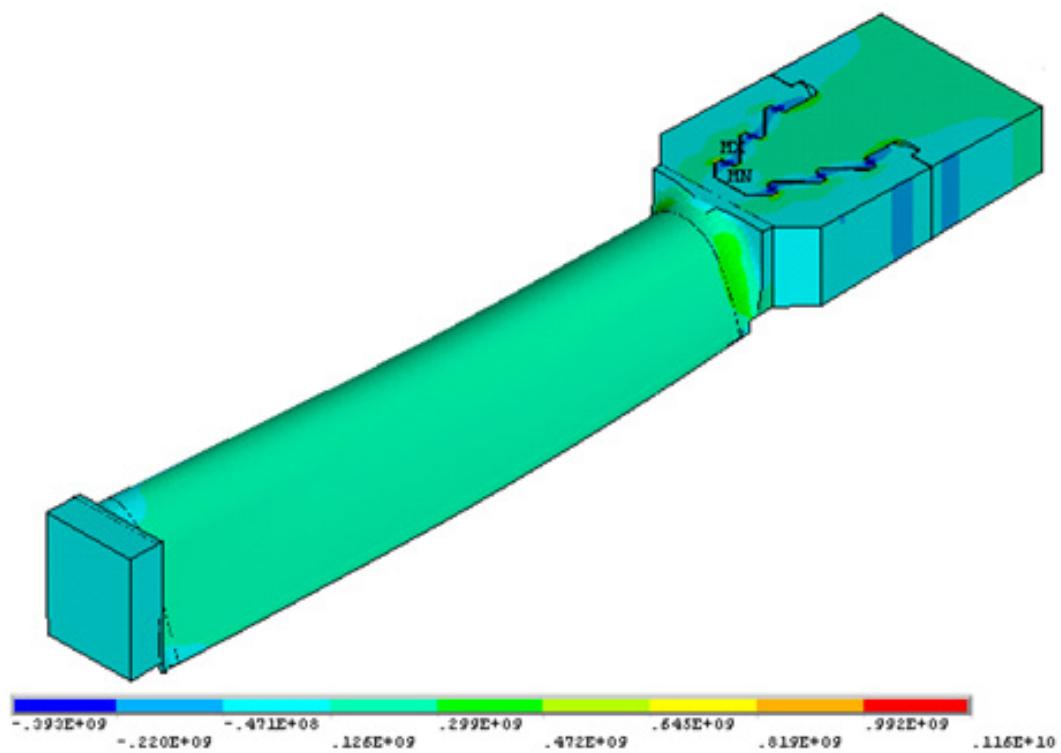


Рис. 1 – Розподіл напруг у робочій лопатці 3 ступеня ЦНТ

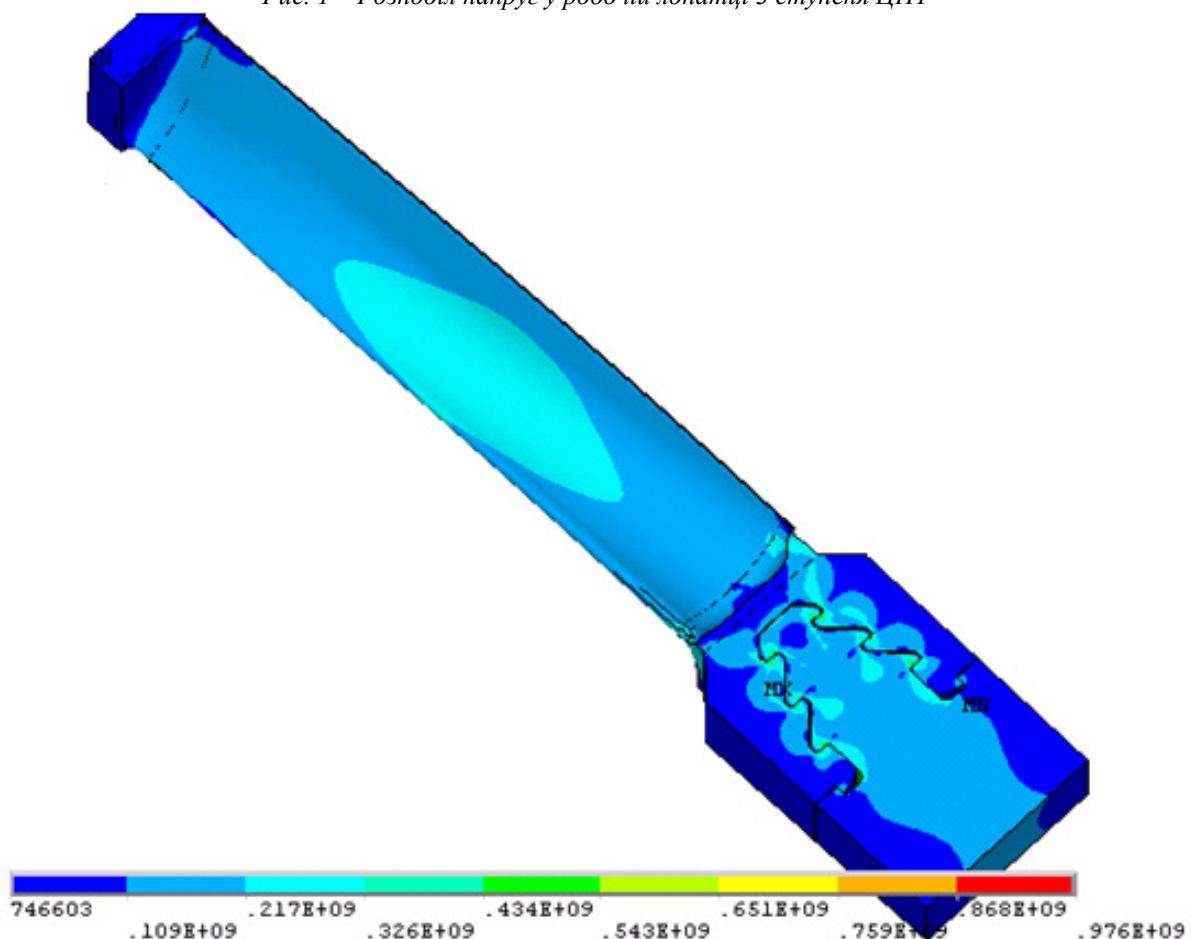


Рис. 2 – Розподіл еквівалентних напруг у робочій лопатці

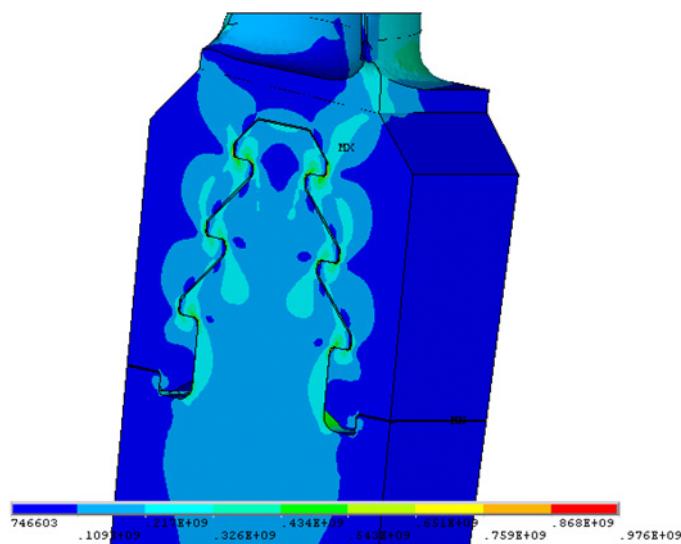


Рис. 3 – Розподіл еквівалентних напруг у хвостовому з’єднанні

Важливим елементом облопачування є бандажі, призначені для зменшення вібрації робочих лопаток парових турбін. Розподіл напруг у зоні переходу бандажа до активної частини робочої лопатки показано на рис. 1–2. Максимальні напруги тут не перевищують значень межі міцності.

Для підвищення експлуатаційної надійності робочих лопаток використовуються бандажі, виконані разом з лопатками – цільнофрезеровані (інтегральні) бандажі. Бандажний замок, зв’язуючий окремі лопатки по бандажу, дозволяє за рахунок тертя, що виникає в ньому, гасити коливання лопаток, шляхом їх рівномірного перерозподілу між лопатками пакета.

Обговорення результатів

Таким чином, був розглянений напруженний стан робочої лопатки третього ступеня ЦНТ та детально розглянуті елементи лопатки, що містять зони кутових переходів з високою концентрацією напруг – хвостове з’єднання, переходна зона активної частини лопатки у хвостову, переход пера лопатки (активна частина) у бандаж.

Проведені дослідження напруженого стану обумовили пошук підвищення ресурсу та експлуатаційної надійності робочих лопаток парових турбін.

При конструюванні робочих лопаток однією з основних вимог є технологічність їх виготовлення. Механічна обробка лопаток здійснюється на фрезерних, стругальних і токарних верстатах. Існуючі технології дозволяють виготовляти лопатки різних розмірів і конструктивних форм – від циліндричних довжиною 15–20 мм до складних закручених лопаток останніх ступенів, що досягають 1000–1100 мм [3].

Відхилення геометричних розмірів профілю хвостової частини робочої лопатки від вимог крес-

лення приводить до нерозрахункових зазорів у неактивній частині лопатки, що, у свою чергу, приводить за собою збільшення максимальних напруг у небезпечних зонах хвостовика. Недотримання вимог креслення до якості поверхні хвостовиків, наявність випадкових рисок приводять до значного збільшення місцевої концентрації напруг.

Отримання необхідних жорсткості і точності може гарантувати технологія обробки профілю хвостовика з використанням електроерозійних станків. Цій високоточний метод металообробки розроблений на основі використання явища ерозії під дією електричного пробою. Застосовується технологія електроерозійної обробки для будь-яких струмопровідних матеріалів різної в'язкості та твердості. Імпульсна напруга подається на електроди, одним з яких служить оброблювана деталь, а другий є інструментом. При їх зближенні на розрахункову відстань відбувається електричний розряд, при якому настає розігрів матеріалу і його випаровування.

Розряд виникає між найближчими виступаючими ділянками, що призводить до послідовного локального їх руйнування при поступовому наближенні інструменту. Для більш ефективного видалення продуктів еrozії та охолодження розряд проводиться в рідкому середовищі, що володіє діелектричними властивостями, тобто робочим середовищем для електроерозійної обробки може виступати дистильована вода, керосин та ін. [12].

Таким чином можуть бути виготовлені лопатки турбін, виконується електроерозійна обробка пазів під лопатки в дисках турбін та інші високоточні деталі з низькою шорсткістю поверхні різу.

Одним з ефективних шляхів вирішення вишукування резервів подальшого підвищення довговічності і експлуатаційної надійності робочих

лопаток парових турбін, є застосування поверхнево-пластичної деформації, зокрема гідродробеструйної обробки. Гідродробеструйне зміцнення найбільш придатне для деталей складної конфігурації, до яких відноситься хвостове з'єднання робочої лопатки. До переваг цього процесу можна віднести високу продуктивність, відносно низьку вартість спеціального обладнання і невеликі експлуатаційні витрати.

Гідродробеструйне зміцнення – це процес холодної обробки, при якому поверхня деталі бомбардується маленькими сферичними дробинками, які ежектуються змащувально-охолоджувальною рідиною. Кожна дробинка, ударяючись об поверхню, діє як молоток, утворюючи на поверхні маленькі поглиблення. При цьому в поверхневих шарах матеріалу відбувається процес пластичного розтягування. Підповерхневі шари впливають на поверхневий шар таким чином, щоб повернути його до вихідної форми, утворюючи у ньому залишкові напруги стиснення. Тріщини погано утворюються і поширюються в стислому матеріалі. Так як втомні пошкодження в основному утворюються і накопичуються в поверхневих шарах, отже, напруги стиснення, що утворюються в результаті обробки дробом, приводять до значного підвищення довговічності деталі.

Процес гідродробеструйного зміцнення забезпечує підвищення опору втомі більш ніж на 50 %. Гідродробеструйне зміцнення дозволяє: ліквідувати в поверхневому шарі можливі після механічної обробки розтягуючі залишкові напруги, стабілізувати і створити стискаючі залишкові напруги заданої величини; підвищити твердість поверхні; підвищити і стабілізувати втомну міцність; підвищити контактну витривалість [13].

Висновки

У роботі за допомогою чисельного розрахункового метода кінцевих елементів досліджений напружений стан робочої лопатки третього ступеня ЦНТ турбіни К-300-240. Встановлено загальну картину напруженого стану, проаналізовані найбільш напружені зони конструкції – зони з найбільш вірогідним утворенням тріщин.

Підвищенню експлуатаційної надійності і довговічності робочих лопаток можуть сприяти наступні технологічні і конструктивні рішення, які дозволяють підвищити опір втомним руйнуванням і знизити рівень змінних напруг, що впливають на профільну і хвостову частини лопаток:

- ретельна обробка поверхонь робочих лопаток;
- збільшення радіусів у кутових переходах, особливо хвостовиків лопаток;
- зміцнення поверхонь кутових переходів хвостовиків робочих лопаток;

– використання цільнофрезерованих бандажів, за допомогою яких здійснюється кільцева перев'язка лопаток на робочому колесі.

Список літератури

- 1 Трухний, А. Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки [Текст] / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. – М. : МЭИ, 2002. – 540 с. – ISBN 5-7046-0722-5.
- 2 Исследование изломов. Методические рекомендации и атлас повреждений деталей проточной части турбин [Текст] / сост.: В. Ф. Резинских, Э. С. Гинзбург, А. М. Клыпина. – М. : ВТИ, 1993. – 132 с.
- 3 Прочность элементов паровых турбин [Текст] / под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – М. ; К. : ГНТИ машиностроит. лит-ры, 1962. – 568 с.
- 4 Левин, А. В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин [Текст] / А. В. Левин, К. М. Боришинский, Е. Д. Консон. – Л. : Машиностроение, 1981. – 710 с.
- 5 Напряжения и деформации в деталях паровых турбин [Текст] / под ред. А. Н. Подгорного. – К. : Наукова думка, 1978. – 276 с.
- 6 Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
- 7 Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт [Текст] / В. Г. Суботін, Є. В. Левченко, В. Л. Шведов та ін. – Харків : Фоліо, 2009. – 256 с. – ISBN 978-966-03-4952-0.
- 8 Кострикін, В. О. Конструкція і розрахунки на міцність елементів парових турбін [Текст] / В. О. Кострикін, В. П. Сухінін, О. Л. Шубенко. – Харків : ЧП «КиК», 2006. – 136 с. – ISBN 5-7768-0293-7.
- 9 Лейкін, А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации [Текст] / А. С. Лейкін. – М. : Машиностроение, 1968. – 371 с.
- 10 Михайлів-Михеев, П. Б. Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения [Текст] / П. Б. Михайлів-Михеев. – М. ; Л. : Государственный научно технический институт машиностроит. лит-ры, 1961. – 838 с.
- 11 Напруженено-деформований стан та удосконалення конструкцій хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін [Текст] : моногр. / В. П. Сухінін, Т. М. Фурсова ; УППА. – Харків : «Оперативна поліграфія», 2013. – 132 с. – ISBN 978-966-8354-21-2.
- 12 Немілов, Е. Ф. Справочник по электроэррозионной обработке материалов [Текст] / Е. Ф. Немілов. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 164 с.
- 13 Энциклопедия «Машиностроение». Т. IV – 3 Надежность машин. [Текст] / под ред. В. В. Клюєва, А. П. Гусенкова. – М. : Машиностроение, 2003. – С. 598. – ISBN 5-217-02884-X.

Bibliography (transliterated)

- 1 Trukhnii, A. D. and Lomakin, B. V. (2002), *Teplofikacionnye parovye turbiny i turboustanovki* [Cogeneration Steam Turbines and Turbine Plants], Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia.
- 2 Rezinskikh, V. F., Ginzburg, E. S. and Klypina, A. M. (1993), *Issledovanie izlomov. Metodicheskie rek-*

- omendacii i atlas povrezhdenij detalej protchnoij chasti turbin* [Investigation of Fractures. Methodical Recommendations and the Atlas of Component Failures in the Turbine Flow Channel], Izd-vo VTI [All-Union Heat Technology Institute], Moscow, Russia.
- 3 **Shubenko-Shubin, L. A.** (1962), *Prochnost' jelementov parovykh turbin* [Strength of Steam Turbine Elements], in Shubenko-Shubin, L. A. (ed.), State Institute of Science and Technology. Mechanical Engineering Literature Publishers, Kiev, Moscow, USSR.
 - 4 **Levin, A. V., Borishansky, K. M. and Konson, E. D.** (1981), *Prochnost' i vibraciya lopatok i diskov parovykh turbin* [Steam Turbine Disc and Blade Vibration and Strength. Mechanical], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Leningrad, Russia.
 - 5 **Podgorny, A. N.** (1978), *Naprjazhenija i deformacii v detaljakh parovykh turbin* [Stresses and Deformations in Steam Turbine Parts], Nauk. dumka [Scientific Thoughts], Kiev, Ukraine.
 - 6 **Birger, I. A., Shor, K. F. and Iosylevych, G. B.** (1979), *Raschet na prochnost' detalej mashin* [C Machine Component Strength Computation], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, Russia.
 - 7 **Subotin, V. G., Levchenko, E. V. and Shvetsov, V. L.**, et al. (2009), *Stvorennja parovykh turbin novoho pokolinnya potuzhnistyu 325 MVt* [Developing Steam Turbines of a New Generation with the Power of 325 kW], Folio, Kharkiv, Ukraine.
 - 8 **Kostrykin, V. O., Sukhinin, V. P. and Shubenko, O. L.** (2006), *Konstruktsiya i rozrakhunki na mitsnist' elementiv parovykh turbin* [Structure of Steam Turbine Elements and Strength Calculations], Private Company "KiK", Kharkiv, Ukraine.
 - 9 **Leikin, A. S.** (1968), *Naprjazhennost' i vynoslivost' detalej slozhnoj konfiguracii* [Tension and Fatigue of the Components of a Complicated Configuration], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, Russia.
 - 10 **Mykhailov-Mykheiev, P. B.** (1961), *Spravochnik po metallicheskim materialam turbino- i motorostroenija* [Turbine and Motor Industry Metal Materials Manual], Gosudarstvennyj nauchno tehnicheskij institut mashinostroit. lit – ry, Moscow, Leningrad, Russia.
 - 11 **Sukhinin, V. P. and Fursova, T. M.** (2013), *Napruzheeno – deformovanyy stan ta udoskonalennya konstruktsiy khvostovykh z'yednan' robochych lopatok parovykh turbin* [Deflected Mode and the Improvement of the Structure of Tail Junctions of Steam Turbine Blades], UIPA, "Operative Poligraphy", Kharkiv, Ukraine.
 - 12 **Nemilov, E. F.** (1989), *Spravochnik po elektrojerosionnoj obrabotke materialov* [Spark-Erosion Material Machining Manual], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Leningrad, Russia.
 - 13 **Kluev, V. V. and Gusenkov A. P.** (ed.) (2003), *Jencklopadija. Mashinostroenie. T IV – 3 Nadezhnost' mashin* ["Mechanical Engineering" Encyclopedia. TIV-3 Machine Reliability], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Фурсова Тетяна Миколаївна – кандидат технічних наук, доцент, Українська інженерно-педагогічна академія, доцент кафедри теплоенергетики та енергозберігаючих технологій, м. Харків, Україна; e-mail: Tatiana2507@ukr.net.

Fursova Tetiana – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of Heat-and-Power Engineering and Energy Saving Technologies, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Kharkiv, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Фурсова, Т. М. Дослідження напруженого стану робочих лопаток парових турбін та підвищення їх експлуатаційної надійності [Текст] / Т. М. Фурсова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 143–148. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.20.

Please cite this article as:

Fursova, T. (2016), "Investigating the Stressed State of the Rotor Blades of Steam Turbines to Increase Their Operation Reliability", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 143–148, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.20.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Фурсова Т. Н. Исследование напряжённого состояния рабочих лопаток паровых турбин и повышение их эксплуатационной надёжности [Текст] / Т. Н. Фурсова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 143–148. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.20.

АННОТАЦИЯ Проведено исследование напряжённого состояния одного из наиболее ответственных элементов паровой турбины – рабочей лопатки – с помощью численного метода конечных элементов. Установлена общая картина распределения напряжений, проанализированы зоны, представляющие наибольшую опасность повреждений вследствие силовой и геометрической концентрации напряжений. Рассмотрены технологические и конструкционные меры для повышения эксплуатационной надёжности рабочих лопаток и обеспечения безаварийной работы турбины.

Ключевые слова: паровая турбина, рабочая лопатка, напряжённое состояние.

Поступила (received) 15.01.16

B. B. ЕЛИСЕЕВ, А. А. МОСКАЛЕЦ

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ЛАГРАНЖА-РИТЦА-КАНТОРОВИЧА К АНАЛИЗУ КОЛЕБАНИЙ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК

АННОТАЦІЯ Рассматриваются колебания турбинных лопаток как линейно упругих естественно закрученных консольных прямых стержней. Прогибы аппроксимируются по методу Ритца. Коэффициенты аппроксимации являются функциями времени согласно Канторовичу. Для их определения составлены уравнения Лагранжа, решаемые численно средствами системы компьютерной математики (MathCAD). Методика позволяет проводить полный модальный анализ, а также рассчитывать нестационарные свободные и вынужденные колебания. Представлены результаты расчета для лопатки паровой турбины Калужского турбинного завода.

Ключевые слова: турбинные лопатки, естественно-закрученные стержни, линейная теория стержней, частоты и формы колебаний, задача на собственные значения, уравнения Лагранжа, компьютерная математика.

V. ELISEEV, A. MOSKALETS

APPLICATION OF THE LAGRANGE-RITZ-KANTOROVICH METHOD TO THE VIBRATION ANALYSIS OF TURBINE BLADES

ABSTRACT The purpose of this effort is the method of vibration analysis. Object of research is turbine blade. A calculation method based on Lagrange equations is proposed. Blade is assumed to be an elastic rectilinear twisted rod. Linear theory is used which means that translational and angular displacements, as well as the loads, are supposed to be small. Deflections are approximated using the method of Ritz. The coordinate functions correspond to the boundary conditions. The coefficients of approximation are time dependent parameters according to the method of Kantorovich. These coefficients are generalized coordinates. Lagrange equations are solved numerically by means of computer mathematics system (MathCAD). This method enables us to calculate natural frequencies and modes of blade and analyze unsteady free vibrations and forced ones.

Key words: turbine blades, twisted rods, liner theory of rods, natural frequencies and modes, eigenvalue problem, Lagrange equations, computer mathematics.

Введение

Стержни как модели турбинных лопаток используются довольно давно. Вначале лопатки рассчитывали как балки [1]. Использовались также и закрученные стержни [2, 3]. С некоторых пор их стали вытеснять трёхмерные модели и конечно-элементный анализ [4, 5]. Однако сейчас нельзя сказать, что возможности одномерных моделей исчерпаны. Рассмотрение стержневых моделей оправдано, если не проявляются особенности трёхмерного поля напряжений [6–8]. Используя стержни, можно решать задачи, недоступные в трёхмерной постановке [9].

Цель работы

Целью работы является создание инженерной методики расчёта колебаний лопаток как закрученных стержней [10]. Предлагаемая методика основывается на теории стержней и вариационном методе Лагранжа [11] в сочетании с компьютерной математикой [12].

Изложение основного материала

Исследуются свободные и вынужденные колебания лопатки паровой турбины Калужского турбинного завода (КТЗ) [13]. Моделью лопатки является прямой естественно закрученный кон-

сольный стержень несимметричного сечения. У таких стержней боковая поверхность образована винтовым движением контура сечения [14].

Вводится тройка декартовых осей, ось x направлена через центры тяжести сечений вдоль лопатки (считается, что центры тяжести принадлежат одной прямой). Прогиб закрученного стержня всегда имеет две компоненты u'_y, u'_z – функции координаты x и времени t . Кинетическая энергия

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l \rho (u_y'^2 + u_z'^2) dx, \quad (1)$$

где ρ – погонная масса.

Потенциальную энергию определим с допущением, что осевое перемещение при изгибе $u_x = -yu'_y - zu'_z$:

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{E}{2} \int_0^l dx \int_F u_x'^2 dF = \\ &= \frac{E}{2} \int_0^l (J_y u_y'^2 + 2J_{yz} u_y' u_z' + J_z u_z'^2) dx \end{aligned} \quad (2)$$

с моментами инерции

$$J_y = \int_F y^2 dF, \quad J_{yz} = \int_F yz dF, \quad J_z = \int_F z^2 dF.$$

От модели с распределёнными параметрами перейдём к дискретной посредством аппроксимации прогибов

$$\left. \begin{aligned} u_y(x, t) &= \sum_{k=1}^N U_{yk}(t) \varphi_k(x) = U_y(t)^T \varphi(x), \\ u_z(x, t) &= \sum_{k=1}^N U_{zk}(t) \varphi_k(x) = U_z(t)^T \varphi(x) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

(в матричных обозначениях). Функции $U_{y,z}(t)$, характерные для метода Канторовича, играют роль обобщённых координат и подлежат определению из системы уравнений Лагранжа. Координатные функции $\varphi(x)$ задаются нами с соблюдением условий закрепления. Принимаем

$$\varphi_i(x) = x^{1+i}, \quad i = 1, \dots, N. \quad (4)$$

Подставив (3) в (1) и (2), получим кинетическую и потенциальную энергию дискретной модели лопатки:

$$T = \frac{1}{2} (\dot{U}_y^T m \dot{U}_y + \dot{U}_z^T m \dot{U}_z), \quad (5)$$

$$P = \frac{1}{2} (U_y^T C_y U_y + 2U_y^T C_{yz} U_z + U_z^T C_z U_z), \quad (6)$$

где $m = \int_0^l \rho \varphi \varphi^T dx$; $C_{yz} = E \int_0^l J_{yz} \Phi'' \Phi''^T dx$;

$C_y = E \int_0^l J_y \Phi'' \Phi''^T dx$; $C_z = E \int_0^l J_z \Phi'' \Phi''^T dx$ – элементы

матриц инерции и жесткости.

Обобщённые силы для уравнений Лагранжа находятся по виртуальной работе:

$$\begin{aligned} \int_0^l (f_y \delta u_y + f_z \delta u_z) dx &= Q_y^T \delta U_y + Q_z^T \delta U_z, \\ Q_y &= \int_0^l f_y \varphi dx \end{aligned} \quad (7)$$

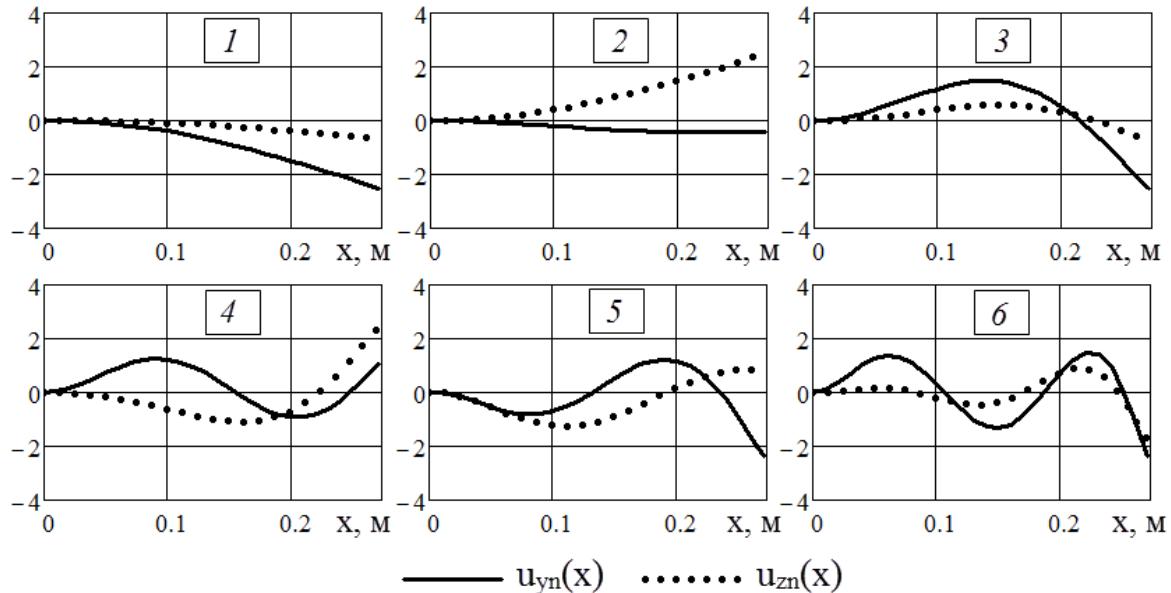


Рис. 1 – Нормированные собственные формы:
1–6 – порядковый номер формы

и аналогично столбец Q_z . Здесь $f_{y,z}$ – компоненты погонной нагрузки.

Сократив матричную запись введением блочных столбцов и матриц:

$$U = \begin{pmatrix} U_y \\ U_z \end{pmatrix}, \quad M = \begin{pmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{pmatrix}, \quad (8)$$

$$C = \begin{pmatrix} C_y & C_{yz} \\ C_{yz} & C_z \end{pmatrix}, \quad Q = \begin{pmatrix} Q_y \\ Q_z \end{pmatrix}, \quad (9)$$

запишем уравнения Лагранжа

$$M \ddot{U} + CU = Q(t). \quad (10)$$

В случае свободных колебаний ($Q = 0$) рассматривают главные колебания с собственными формами Φ и частотами λ :

$$U(t) = \Phi \sin \lambda t, \quad (C - \lambda^2 M) \Phi = 0. \quad (11)$$

Это обобщённая задача на собственные значения, решаемая в *Mathcad* встроенными процедурами *genvals* и *genvecs* [12].

Выполнены расчёты лопатки КТЗ. При $N=6$ найдено:

$$\lambda_1 = 1541, \quad \lambda_2 = 3614, \quad \lambda_3 = 7377,$$

$$\lambda_4 = 17622, \quad \lambda_5 = 20577, \quad \lambda_6 = 37316.$$

Каждая собственная форма Φ содержит множитель Λ , определяемый условием нормировки $\Lambda^2 \Phi^T M \Phi = 1$. Результаты расчёта форм приведены на рис. 1.

При расчёте вынужденных колебаний для нахождения амплитуд использовалась встроенная функция *Isolve*. Параметры аэродинамической нагрузки взяты как в [10]. Результаты расчёта вынужденных колебаний приведены на рис. 2.

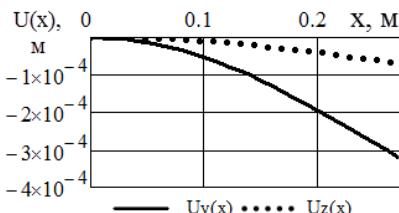


Рис. 2 – Амплитуды винужденных колебаний

Выводы

Итак, разработана методика расчёта колебаний турбинных лопаток как прямых естественно закрученных консольных стержней с использованием вариационного метода. Основными достоинствами данного метода являются лёгкость осуществления расчётов в системе компьютерной математики и быстрота вычислений. Также следует отметить преимущество метода перед расчётами в пакетах, работающих с трёхмерными моделями, в связи с высокой стоимостью последних.

Список литературы

- 1 **Левин, А. В.** Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин [Текст] / А. В. Левин, К. Н. Борицанский, Е. Д. Консон. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 710 с.
- 2 **Биргер, И. А.** Динамика авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр. – М. : Машиностроение, 1981. – 232 с.
- 3 **Костюк, А. Г.** Динамика и прочность турбомашин [Текст] : учебник для студентов вузов по спец. «Турбиностроение» / А. Г. Костюк. – М. : Машиностроение, 1982. – 264 с.
- 4 **Леонов, В. П.** Использование метода конечных элементов для моделирования напряжённо-деформированного состояния при создании длинно-мерных турбинных лопаток из высокопрочных титановых сплавов [Текст] / В. П. Леонов, И. А. Счастливая, Т. Н. Иголкина // Вопросы материаловедения. – 2013. – № 4 (76). – С. 50–60. – ISSN 1994-6716.
- 5 **Ильченко, Б. В.** Анализ напряжённо-деформированного состояния лопаток турбины К-210-130 при эксплуатационном нагружении [Текст] / Б. В. Ильченко, Р. З. Гиззатуллин, Р. Р. Яруллин // Труды Академэнерго. – 2011. – № 3. – С. 74–81. – ISSN 2070-4755.
- 6 **Безъязычный, В. Ф.** Расчётное определение деформации замковых соединений рабочих лопаток с дисками турбомашин [Текст] / В. Ф. Безъязычный, М. А. Ганzen // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2011. – № 4. – С. 18–22. – ISSN 0203-347Х.
- 7 **Серветник, А. Н.** Моделирование несущей способности диска турбины АГТД [Текст] / А. Н. Серветник // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2012. – № 10. – С. 44–49. – ISSN 0203-347Х.
- 8 **Великанова, Н. П.** Определение статической прочности рабочих лопаток турбины авиационного ГТД и сравнение различных методов расчёта [Текст] / Н. П. Великанова, А. С. Киселев // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2009. – № 3. – С. 75–77. – ISSN 0579-2975.
- 9 **Ганиев, Р. Ф.** О явлениях самосинхронизации автоколебаний лопаток роторов турбокомпрессоров [Текст] / Р. Ф. Ганиев, О. Б. Балакшин, Б. Г. Кухаренко // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2009. – № 6. – С. 16–23. – ISSN 0235-7119.
- 10 **Елисеев, В. В.** Колебания турбинных лопаток как естественно закрученных стержней [Текст] / В. В. Елисеев, А. А. Москалец // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2014. – № 4. – С. 344–350. – ISSN 2223-0807.
- 11 **Елисеев, В. В.** Механика упругих тел [Текст] / В. В. Елисеев. – С.-Пб : Изд-во Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, 2003. – 336 с. – ISBN 5-7422-0109-5.
- 12 **Кирьянов, Д. В.** Mathcad 14 [Текст] / Д. В. Кирьянов. – С.-Петербург : БХВ-Петербург, 2007. – 704 с. – ISBN 978-5-9775-0106-4.
- 13 **Жирицкий, Г. С.** Конструкция и расчёт на прочность деталей паровых и газовых турбин [Текст] / Г. С. Жирицкий, В. А. Стрункин. – М. : Машиностроение, 1968. – 520 с.
- 14 **Воробьев, Ю. С.** Теория закрученных стержней [Текст] / Ю. С. Воробьев, Б. Ф. Шорр. – Киев : Наукова Думка, 1983. – 188 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 Levin, A. V., Borishanskij, K. N. and Konson E. D. (1981), *Prochnost' i vibraciya lopatok i diskov parovyh turbin* [Strength and vibration of steam turbine blades and disks], Mashinostroenie [Mechanical engineering], Moscow, Russia.
- 2 Birger, I. A. and Shorr, B. F. (1981), *Dinamika aviacionnyh gazoturbinnih dvigatelej* [Dynamics of aircraft gas-turbine engines], Mashinostroenie [Mechanical engineering], Moscow, Russia.
- 3 Kostjuk, A. G. (1982), *Dinamika i prochnost' turbomashin* [Dynamics and strength of turbomachinery], Mashinostroenie [Mechanical engineering], Moscow, Russia.
- 4 Leonov, V. P., Schastlivaja, I. A. and Igolkina, T. N. (2013), "Ispol'zovanie metoda konechnyh elementov dlja modelirovaniya naprjazhennno-deformirovannogo sostojaniija pri sozdaniij dlinnomernyh turbinnih lopatok iz vysokoprochnyh titanovyh splavov" [Application of finite element method for simulation of stress and strain state at manufacturing of long turbine blades made of high-strength titanium alloys"], *Voprosy materialovedenija* [Problems of materials science], no. 4(76), pp. 50–60, ISSN 1994-6716.
- 5 Il'chenko, B. V., Gizzatullin, R. Z. and Jarullin, R. R. (2011), "Analiz naprjazhennno-deformirovannogo sostojaniija lopatok turbiny K-210-130 pri jeksploatacionnom nagruzhenii" [Stress-strain fields for blades of turbine K-210-130 under operation loading"], *Trudy Akademenergo* [Transactions of Academenergo], no. 3, pp. 74–81, ISSN 2070-4755.
- 6 Bezjazychnyy, V. F. and Ganzen, M. A. (2011), "Raschetnoe opredelenie deformacii zamkovyh soedinenij rabochih lopatok s diskami turbomashin" [Estimation of blade-to-disk attachments deformation in turbomachines"], *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal* [Handbook. An Engineering journal with appendix], no. 4, pp. 18–22, ISSN 0203-347Х.

- 7 **Servetnik, A. N.** (2012), "Modelirovaniye nesushhej sposobnosti diska turbiny AGTD [Simulation of bearing capacity of AGTE turbine disk]", *Spravochnik. Inzheernyyi zhurnal* [Handbook. An Engineering journal with appendix], no. 10, pp. 44–49, ISSN 0203-347X.
- 8 **Velikanova, N. P. and Kiselev, A. S.** (2009), "Opydelenie staticheskoy prochnosti rabochih lopatok turbiny aviacionnogo GTD i sravnenie razlichnyh metodov rascheta [Estimation of static capacity of aircraft GTE turbine rotor blades and intercomparison of computing methods]", *Izv. VUZ. Aviatsionnaya Tekhnika* [Russian aeronautics], no. 3, pp. 75–77, ISSN 0579-2975.
- 9 **Ganiev, R. F., Balakshin, O. B. and Kuharenko, B. G.** (2009), "O javlenijah samosinhronizacii avtokolebanij lopatok rotorov turbokompressorov [On the occurrence of self-synchronization of turbocompressor rotor blade self-oscillations]", *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, no. 6, pp. 16–23, ISSN 0235-7119.
- 10 **Eliseev, V. V. and Moskalets, A. A.** (2014), "Kolebaniya turbinnih lopatok kak estestvenno zakruchennih sterzhnej [Vibrations of turbine blades as naturally twisted rods]", *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie* [Modern mechanical engineering: science and education], no. 4, pp. 344–350, ISSN 2223-0807.
- 11 **Eliseev, V. V.** (2003), *Mekhanika uprugih tel* [Mechanics of elastic bodies], St. Petersburg State Polytechnical University, St. Petersburg, Russia. – ISBN 5-7422-0109-5.
- 12 **Kir'janov, D. V.** (2007), *Mathcad 14*, BHV-Peterburg, St. Petersburg, Russia, ISBN 978-5-9775-0106-4.
- 13 **Zhirickij, G. S. and Strunkin, V. A.** (1968), *Konstrukcija i raschet na prochnost' detalej parovyh i gazovyh turbin* [Construction and strength calculation of steam and gas turbine parts], Mashinostroenie [Mechanical engineering], Moscow, Russia.
- 14 **Vorob'ev, Ju. S. and Shorr, B. F.** (1983), *Teoriya zakruchennih sterzhnej* [Theory of twisted rods], Naukova Dumka [Scientific thought], Kiev, Ukraine.

Сведения об авторах (About authors)

Елисеев Владимир Васильевич – доктор физ.-мат. наук, профессор, Кафедра «Машиноведение и основы конструирования», ИММиТ (Института metallurgii, машиностроения и транспорта), Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург, Россия, 195251, ул. Политехническая, 29; e-mail: yeliseyev@inbox.ru.

Eliseev Vladimir – Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Full Professor, Department Mechanical Engineering and Design, Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russia, 195251, Polytechnicheskaya st., 29.

Москалец Артем Анатольевич – магистр, аспирант, инженер-исследователь, Кафедра «Машиноведение и основы конструирования», ИММиТ (Института metallurgii, машиностроения и транспорта), Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург, Россия, 195251, ул. Политехническая, 29; e-mail: artem.moskalet@gmail.com.

Moskalets Artem – master, post-graduate student, research engineer, Department Mechanical Engineering and Design, Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russia, 195251, Polytechnicheskaya st., 29.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Елисеев, В. В. Применение метода Лагранжа-Ритца-Канторовича к анализу колебаний турбинных лопаток [Текст] / В. В. Елисеев, А. А. Москалец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 149–152. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.21.

Please cite this article as:

Eliseev, V. and Moskalets, A. (2016), "Application of the Lagrange-Ritz-Kantorovich Method to the Vibration Analysis of Turbine Blades", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 149–152, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.21.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Елисеев, В. В. Використання методу Лагранжа-Рітца-Канторовича до аналізу коливань турбінних лопаток [Текст] / В. В. Елисеев, А. А. Москалец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 149–152. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.21.

АНОТАЦІЯ Розглядаються коливання турбінних лопаток як лінійно пружніх природно закручені консольних прямих стрижнів. Прогини аппроксимуються за методом Рітца. Коефіцієнти апроксимації є функціями часу згідно Канторовичу. Для їх визначення складені рівняння Лагранжа, які вирішуються чисельно засобами системи комп'ютерної математики (MathCAD). Методика дозволяє проводити повний модальний аналіз, а також розраховувати нестационарні вільні і вимушені коливання. Представлені результати розрахунку для лопатки парової турбіни Калузького турбінного заводу.

Ключові слова: турбінні лопатки, природно-закручені стержні, лінійна теорія стрижнів, частоти і форми коливань, завдання на власні значення, рівняння Лагранжа, комп'ютерна математика.

Поступила (received) 25.01.2016

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

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ ТУРБОАГРЕГАТ-ФУНДАМЕНТ-ОСНОВАНИЕ ЭНЕРГОБЛОКОВ ПРИ СЕЙСМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

АННОТАЦІЯ Представлены основные особенности методического обеспечения, разработанного на основе метода конечных элементов для расчета динамики системы турбоагрегат-фундамент-основание при сейсмических воздействиях. Элементы расчетной схемы моделируются произвольно ориентированными стержнями и сосредоточенными массами с моментами инерции, которые соединяются абсолютно жестко или с помощью упруго-демпферных связей. В стержневых элементах с распределенными параметрами учитываются все виды деформаций, которые имеют место при колебаниях. Сейсмическое нагружение моделируется переменными инерционными силами, полученными из экспериментальных акселерограмм землетрясений. При исследовании динамических процессов в системе турбоагрегат-фундамент-основание при сейсмических воздействиях используются расчетные модели различного уровня сложности.

Ключевые слова: турбоагрегат, сейсмическое воздействие, колебания, стержневой конечный элемент, упруго-демпферная связь.

P. GONTAROVSKIY, N. GARMASH, N. SHULZHENKO

METHODOLOGY OF CALCULATION OF THE DYNAMICS OF THE SYSTEM TURBINE-FOUNDATION-BASE POWER UNITS UNDER SEISMIC ACTIONS

ABSTRACT The creation of powerful turbine units of nuclear power plants requires an assessment of the structure response to seismic action. For analysis of dynamic processes in the turbine units under seismic actions is necessary to be taken into account the interaction of the turbine unit and foundation. Method and software for analysis of turbine-foundation-base system under seismic action are proposed. The software package is based on the finite element method with the direct integration of the motion equations by Newmark's or Wilson's method. The rod computational models for solve problems forced flexural, longitudinal, torsional vibrations and transients shafting on complex elastic-damper supports are used. The foundation plates are modeled by of the rods grating that take into account elasticity and inertial properties of foundation elements. The lumped mass at the nodes of rods of foundation are used to account for the mass of the installed equipment and pipelines. The problem of non-stationary dynamic analysis of forced vibrations is solved in the mobile coordinate system associated with the foundation. The accelerations of foundation in three perpendicular directions are specified by using digitized real or synthesized accelerograms. The symmetric matrices of a special structure are used to achieve high performance in the calculations. Created graphical interface allows to visualize the geometry of the structure, its discretization into finite elements, deformation at different times, the graphics of displacement vs. time, velocity and acceleration of individual construction points, as well as forces in the elastic connections. The stresses in elastic connections, their maximum and minimum values and the time of their occurrence are determined for evaluation of strength of the turbine-foundation-base system. The results of analysis of turbine K-1100-23.5 for different design models are shown.

Key words: turbine, seismic action, vibration, rod finite element, elastic-damper connection.

Введение

Создание мощных турбоагрегатов требует оценки реакции конструкции на сейсмические воздействия. При этом используемые расчетные модели должны позволять прогнозирование усилий, возникающих в отдельных элементах турбоагрегата и, прежде всего, в элементах крепления его на фундаменте и в опорном подшипнике, а также оценить возможность задевания роторов валопровода о корпусные элементы [1].

Постановка задачи

Задача динамического анализа вынужденных нестационарных колебаний решается в движущей системе координат, связанной с основанием, ускорения которого в трех взаимно перпендикулярных направлениях задаются с помощью

цифрованных реальных или синтезированных акселерограмм.

Возмущение передается от грунта на нижнюю фундаментную плиту. При этом податливость почвы учитывается моделью Винклера. Динамическая система турбоагрегат-фундамент представлена расчетной моделью, включающей фундаментную плиту, на которой установлены конденсаторы, и рамно-стеновой фундамент с установленными на нем корпусами цилиндров высокого и низкого давления, корпусами генератора и возбудителя, выносными подшипниками, на которые через масляный слой опирается валопровод.

Элементы конструкции моделируются набором произвольно ориентированных стержней с распределенной массой и сосредоточенных масс, обладающих моментами инерции, которые соединяются между собой абсолютно жестко или с помощью линейных или нелинейных упруго-

демпферных связей. Пластинчатые составляющие фундамента моделируются решетками из стержней, учитывающими податливость и инерционные свойства его элементов. Сосредоточенные массы в узлах стержней фундамента используются для учета массы установленного оборудования и трубопроводов. Корпуса цилиндров высокого давления, генератора и возбудителя, корпуса подшипников, конденсаторы могут моделироваться стержнями, системой стержней или сосредоточенными массами. Последнее вполне допустимо, если учесть высокие жесткостные характеристики этих элементов. Тонкостенные и более податливые корпуса цилиндров низкого давления целесообразно представлять системой стержней, характеристики которых определяются на основе предварительных расчетов их динамических характеристик по трехмерным оболочечно-стержневым моделям. Участки роторов моделируются трубчатыми стержневыми элементами соответствующей формы, а оболоченные диски и фланцевые соединения – сосредоточенными массами.

Стержни могут испытывать изгибо-крутильно-продольные деформации. При этом имеет место депланация их поперечных сечений при сдвиге и кручении.

Алгоритм решения задачи

Конструкция рассматривается в правой декартовой системе координат xuz . Для описания ее деформирования используется метод конечных элементов. Каждый узел M имеет шесть степеней свободы $\vec{u}^M = \{u_x^M, u_y^M, u_z^M, \varphi_x^M, \varphi_y^M, \varphi_z^M\}$ – три перемещения в направлении осей xuz и три угла поворота вокруг этих же осей. Расчетная модель может быть набрана из так называемых ответвлений, состоящих из жестко подсоединеных друг за

другом стержней, разбитых на конечные элементы, и масс-ответвлений, содержащих один узел в центре масс и занимающих недеформируемый объем, обладающий центральными моментами инерции относительно осей, параллельных осям глобальной системы координат. С помощью упруго-демпферных связей масса-ответвление может быть соединена с другими узлами конструкции. Положение оси стержня определяется координатами ее начала x_h, y_h, z_h и конца x_k, y_k, z_k . Его деформирование рассматривается в местной системе координат $x'y'z'$, где ось x' направлена вдоль оси стержня, y', z' – главные центральные оси поперечного сечения. В случае стержня общего положения для ориентации оси y' задаются координаты x_0, y_0, z_0 любой точки, лежащей в плоскости $x'y'$ (рис. 1).

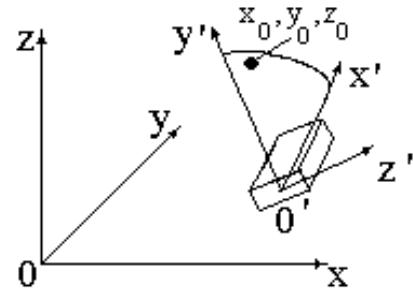


Рис. 1 – Стержневой элемент системы

Геометрические характеристики поперечных сечений определяются величинами $F, J_{y'}, J_{z'}, J_k, f_m, J_p, k_y, k_z$. В случае типичных профилей (прямоугольник, труба, тавр и др.) геометрические характеристики вычисляются по характерным размерам типичного профиля. В начале или конце стержня могут иметь место сосредоточенные массы с моментами инерции.

Матрица жесткости стержневого элемента с узлами ij имеет вид:

$$C_{ii} = \begin{bmatrix} \frac{EF}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l^2} \\ 0 & 0 & \frac{12EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l^3} & 0 & -\frac{6EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GJ_k}{l} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l^2} & 0 & \frac{(1+\alpha_z/2)4EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l} & 0 \\ 0 & \frac{6EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{(1+\alpha_y/2)4EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l} \end{bmatrix},$$

$$C_{ij} = \begin{bmatrix} -\frac{EF}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l^2} \\ 0 & 0 & -\frac{12EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l^3} & 0 & -\frac{6EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{GJ_k}{l} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{6EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l^2} & 0 & \frac{(1-\alpha_z)2EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l} & 0 \\ 0 & -\frac{6EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{(1-\alpha_y)2EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l} \end{bmatrix},$$

$$C_{jj} = \begin{bmatrix} \frac{EF}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l^2} \\ 0 & 0 & \frac{12EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l^3} & 0 & \frac{6EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GJ_k}{l} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{6EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l^2} & 0 & \frac{(1+\alpha_z/2)4EJ_{y'}}{(1+2\alpha_z)l} & 0 \\ 0 & -\frac{6EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{(1+\alpha_y/2)4EJ_{z'}}{(1+2\alpha_y)l} \end{bmatrix},$$

где $\alpha_y = \frac{6EJ_{z'}}{GFk_{y'}l^2}$; $\alpha_z = \frac{6EJ_{y'}}{GFk_{z'}l^2}$.

Здесь E , G – модуль продольной упругости и модуль сдвига материала стержня; l – длина конечного элемента; F , $J_{y'}$, $J_{z'}$ – площадь и моменты инерции поперечного сечения стержня вокруг главных центральных осей y' и z' ; $k_{y'}$, $k_{z'}$ – коэффициенты формы поперечного сечения [2], учиты-

вающие неравномерность распределения касательных напряжений по поперечному сечению стержня при изгибе поперечной силой. Нахождение этих коэффициентов сводится к вычислению определенных интегралов от решений уравнений Пуассона для области поперечного сечения стержня в двух направлениях [3]. Матрица масс для стержневого конечного элемента с узлами ij с учетом деформаций сдвига имеет вид

$$M_{ii} = \frac{\rho l}{420} \cdot \begin{bmatrix} 140F_m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4F_m m_{uiy} & 0 & 0 & 0 & F_m l m_{\phi iy} \\ 0 & 0 & 4F_m m_{uiz} & 0 & -F_m l m_{\phi iz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 140J_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -F_m l m_{\phi iz} & 0 & 2F_m l^2 m_{kiz} & 0 \\ 0 & F_m l m_{\phi iy} & 0 & 0 & 0 & 2F_m l^2 m_{kiy} \end{bmatrix},$$

$$M_{ij} = \frac{\rho l}{420} \cdot \begin{bmatrix} 70F_m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2F_m m_{ujy} & 0 & 0 & 0 & -F_m l m_{\phi jy} \\ 0 & 0 & 2F_m m_{ujz} & 0 & F_m l m_{\phi jz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 70J_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -F_m l m_{\phi jz} & 0 & -F_m l^2 m_{kjz} & 0 \\ 0 & F_m l m_{\phi jy} & 0 & 0 & 0 & -F_m l^2 m_{kjy} \end{bmatrix},$$

$$M_{jj} = \frac{\rho l}{420} \begin{bmatrix} 140F_m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4F_m m_{uiy} & 0 & 0 & 0 & -F_m l m_{\phi iy} \\ 0 & 0 & 4F_m m_{uiz} & 0 & F_m l m_{\phi iz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 140J_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & F_m l m_{\phi iz} & 0 & 2F_m l^2 m_{kiz} & 0 \\ 0 & -F_m l m_{\phi iy} & 0 & 0 & 0 & 2F_m l^2 m_{kiy} \end{bmatrix},$$

где $m_{uiy} = (39 + 147\alpha_y + 140\alpha_y^2)/(1+2\alpha_y)^2$;
 $m_{uiz} = (39 + 147\alpha_z + 140\alpha_z^2)/(1+2\alpha_z)^2$;
 $m_{ujy} = (27 + 126\alpha_y + 140\alpha_y^2)/(1+2\alpha_y)^2$;
 $m_{ujz} = (27 + 126\alpha_z + 140\alpha_z^2)/(1+2\alpha_z)^2$;
 $m_{\phi iy} = (22 + 77\alpha_y + 70\alpha_y^2)/(1+2\alpha_y)^2$;
 $m_{\phi iz} = (22 + 77\alpha_z + 70\alpha_z^2)/(1+2\alpha_z)^2$;
 $m_{kiy} = (2 + 7\alpha_y + 7\alpha_y^2)/(1+2\alpha_y)^2$;
 $m_{kiz} = (2 + 7\alpha_z + 7\alpha_z^2)/(1+2\alpha_z)^2$;
 $m_{\phi jy} = (13 + 63\alpha_y + 70\alpha_y^2)/(1+2\alpha_y)^2$;

$$m_{\phi jz} = (13 + 63\alpha_z + 70\alpha_z^2)/(1+2\alpha_z)^2$$
;
 $m_{kjy} = (3 + 14\alpha_y + 14\alpha_y^2)/(1+2\alpha_y)^2$;
 $m_{kjz} = (3 + 14\alpha_z + 14\alpha_z^2)/(1+2\alpha_z)^2$,

где ρ – плотность материала стержня; F_m – массовая площадь поперечного сечения стержня; J_p – полярный момент инерции поперечного сечения стержня относительно центра тяжести.

Добавки к матрице масс стержневого конечного элемента, вызванные учетом инерции поворота поперечных сечений стержня при изгибе, имеют вид

$$M_{ii}^{\Pi} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\rho J_z'(1-10\alpha_y)}{10(1+2\alpha_y)^2} \\ 0 & \frac{6\rho J_z'}{5l(1+2\alpha_y)^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{\rho J_z'(1-10\alpha_y)}{10(1+2\alpha_y)^2} \\ 0 & 0 & \frac{6\rho J_y'}{5l(1+2\alpha_z)^2} & 0 & -\frac{\rho J_y'(1-10\alpha_z)}{10(1+2\alpha_z)^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\rho J_y'(1-10\alpha_z)}{10(1+2\alpha_z)^2} & 0 & \frac{\rho J_y'l(2+5\alpha_z+20\alpha_z^2)}{15(1+2\alpha_z)^2} & 0 \\ 0 & \frac{\rho J_z'(1-10\alpha_y)}{10(1+2\alpha_y)^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{\rho J_z'l(2+5\alpha_y+20\alpha_y^2)}{15(1+2\alpha_y)^2} \end{bmatrix},$$

$$M_{ij}^{\Pi} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\rho J_z'(1-10\alpha_y)}{10(1+2\alpha_y)^2} \\ 0 & -\frac{6\rho J_z'}{5l(1+2\alpha_y)^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{\rho J_z'(1-10\alpha_y)}{10(1+2\alpha_y)^2} \\ 0 & 0 & -\frac{6\rho J_y'}{5l(1+2\alpha_z)^2} & 0 & -\frac{\rho J_y'(1-10\alpha_z)}{10(1+2\alpha_z)^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\rho J_y'(1-10\alpha_z)}{10(1+2\alpha_z)^2} & 0 & -\frac{\rho J_y'l(2+10\alpha_z-20\alpha_z^2)}{30(1+2\alpha_z)^2} & 0 \\ 0 & -\frac{\rho J_z'(1-10\alpha_y)}{10(1+2\alpha_y)^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{-\rho J_z'l(2+10\alpha_y-20\alpha_y^2)}{30(1+2\alpha_y)^2} \end{bmatrix},$$

$$M_{jj}^{\Pi} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{\rho J_z'(1-10\alpha_y)}{10(1+2\alpha_y)^2} \\ 0 & \frac{6\rho J_z'}{5l(1+2\alpha_y)^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{\rho J_z'(1-10\alpha_y)}{10(1+2\alpha_y)^2} \\ 0 & 0 & \frac{6\rho J_y'}{5l(1+2\alpha_z)^2} & 0 & \frac{\rho J_y'(1-10\alpha_z)}{10(1+2\alpha_z)^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\rho J_y'(1-10\alpha_z)}{10(1+2\alpha_z)^2} & 0 & \frac{\rho J_y'l(2+5\alpha_z+20\alpha_z^2)}{15(1+2\alpha_z)^2} & 0 \\ 0 & -\frac{\rho J_z'(1-10\alpha_y)}{10(1+2\alpha_y)^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{\rho J_z'l(2+5\alpha_y+20\alpha_y^2)}{15(1+2\alpha_y)^2} \end{bmatrix}.$$

Матрица жесткости конечного элемента, полученная в системе координат $x'y'z'$, с помощью матрицы направляющих косинусов преобразуется к глобальным координатам. Если системы координат параллельны, вместо перемножения матриц осуществляется перестановка строк и столбцов, что уменьшает объем вычислений.

Ответвление из стержней может одним или обоими своими концами подсоединяться к узлам уже заданных ответвлений. Узлы ответвлений могут подсоединяться к узлам уже заданных ответвлений также при помощи упруго-демпферных связей (пружин), присоединяемых в заданных точках. В случае жесткого соединения узлов их координаты могут не совпадать, тогда участок между этими узлами считается абсолютно жестким (недеформируемым) и сохраняется только один предыдущий узел с общим номером.

Рассмотрим случай, часто встречающийся на практике, когда конечный элемент с узлами i жестко подсоединяется к узлу j предыдущего элемента, при этом координаты узла j предыдущего элемента x_j^M, y_j^M, z_j^M не совпадают с координатами i узла подсоединеного элемента x_i^S, y_i^S, z_i^S (рис. 2).

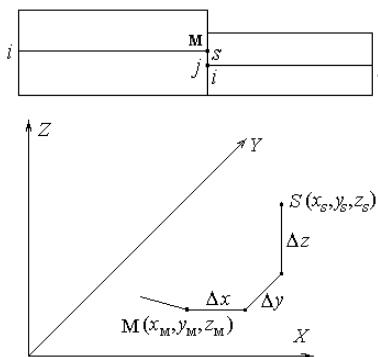


Рис. 2 – Схема жесткого соединения конечных элементов при несовпадении координат их узлов

На рис. 2 $\Delta x = x_s - x_M$, $\Delta y = y_s - y_M$, $\Delta z = z_s - z_M$ – разность между координатами соединяемых узлов. При этом основным узлом является узел предыдущего элемента, к которому должны добавиться слагаемые подсоединеного конечного элемента. Для подсоединеного элемента справедливы соотношения

$$\vec{P}_i^S = C_{ii}^S \vec{U}_{is} + C_{ij}^S \vec{U}_{js}, \quad \vec{P}_j^S = C_{ij}^S \vec{U}_{is} + C_{jj}^S \vec{U}_{js}, \quad (1)$$

где

$$\vec{P}_i^S = \begin{pmatrix} P_{xi}^S \\ P_{yi}^S \\ P_{zi}^S \\ M_{xi}^S \\ M_{yi}^S \\ M_{zi}^S \end{pmatrix}, \quad \vec{U}_{is} = \begin{pmatrix} U_{xi}^S \\ U_{yi}^S \\ U_{zi}^S \\ \Phi_{xi}^S \\ \Phi_{yi}^S \\ \Phi_{zi}^S \end{pmatrix}.$$

Перемещения в точке S можно выразить через перемещения в точке M с учетом жесткого участка MS следующим соотношением

$$\vec{U}_{is} = B \vec{U}_{jm}, \quad P_i^M = B' \vec{P}_i^S, \quad (2)$$

$$B = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & \Delta z & -\Delta y \\ 0 & 1 & 0 & -\Delta z & 0 & \Delta x \\ 0 & 0 & 1 & \Delta y & -\Delta x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$$B' = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\Delta z & \Delta y & 1 & 0 & 0 \\ \Delta z & 0 & -\Delta x & 0 & 1 & 0 \\ -\Delta y & \Delta x & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Подставляя (1) в (2) будем иметь

$$\begin{cases} \vec{P}_i^M = B' \vec{P}_i^S = B' C_{ii}^S B \vec{U}_{jm} + B' C_{ij}^S \vec{U}_{js}, \\ \vec{P}_j^S = C_{ij}^S B \vec{U}_{jm} + C_{jj}^S \vec{U}_{js}. \end{cases} \quad (3)$$

Преобразовав таким образом матрицы жесткости подсоединеного конечного элемента, можно накопить их в общую матрицу жесткости. Это очень удобно, т.к. не требуется стыковать стержневые элементы узел в узел, вводя дополнительные жесткие элементы, к тому же уменьшается порядок разрешающих уравнений метода конечных элементов.

Упруго-демпферная связь на краях подсоединеняется к точкам с координатами, которые не обязательно совпадают с координатами узлов, и сопротивляется взаимным перемещениям с помощью жесткостей $C_x, C_y, C_z, C_{\varphi_x}, C_{\varphi_y}, C_{\varphi_z}$ и демпферов d_x, d_y, d_z , препятствующих скоростям перемещений (рис. 3). Рассмотрим часто встречающуюся ситуацию, когда сформированы матрицы жесткостей узлов M_1 и M_2 . Эти узлы связаны при помощи упругой связи с помощью жесткостей $C_x, C_y, C_z, C_{\varphi_x}, C_{\varphi_y}, C_{\varphi_z}$, где начало связи находится в точке S_1 , а конец – в точке S_2 (рис. 3). Участки M_1S_1 и M_2S_2 абсолютно жесткие. Получим матрицу жесткости упругой связи, которая добавляется в узлы M_1 и M_2 (нумерация элементов представлена на рис. 4).

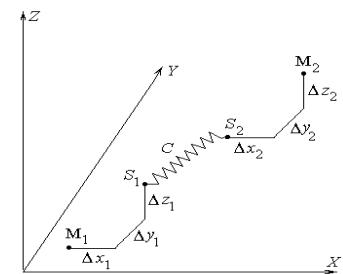


Рис. 3 – Модель соединения узлов с помощью упругой связи

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
24	25	26	27	28	29	30	31	32	33		
34	35	36	37	38	39	40	41	42			
43	44	45	46	47	48	49	50				
	51	52	53	54	55	56	57				
	58	59	60	61	62	63					
	64	65	66	67	68						
	69	70	71	72							
	73	74	75								
	76	77									
	78										

Рис. 4 – Нумерація елементов матриці упругої зв'язі

Действую по аналогии с предыдущим случаем жесткого соединения узлов КЭ, получим зависимости для ненулевых элементов матрицы

$$\begin{aligned} C_1 &= C_x, \quad C_5 = C_x \cdot \Delta z_1, \quad C_6 = -C_x \cdot \Delta y_1, \quad C_7 = -C_x, \\ C_{11} &= -C_x \cdot \Delta z_2, \quad C_{12} = C_x \cdot \Delta y_2, \quad C_{13} = C_y, \\ C_{15} &= -C_y \cdot \Delta z_1, \quad C_{17} = C_y \cdot \Delta x_1, \quad C_{19} = -C_y, \\ C_{21} &= C_y \cdot \Delta z_2, \quad C_{23} = C_y \cdot \Delta x_2, \quad C_{24} = C_z, \quad C_{25} = C_z \cdot \Delta y_1, \\ C_{26} &= -C_z \cdot \Delta x_1, \quad C_{30} = -C_z, \quad C_{31} = -C_z \cdot \Delta y_2, \\ C_{32} &= C_z \cdot \Delta x_2, \quad C_{34} = C_{\varphi x} + C_y \cdot \Delta z_1^2 + C_z \cdot \Delta y_1^2, \\ C_{38} &= C_z \cdot \Delta z_1, \quad C_{39} = -C_z \cdot \Delta y_1, \\ C_{40} &= -C_{\varphi x} - C_y \cdot \Delta z_1 \cdot \Delta z_2 - C_z \cdot \Delta y_1 \Delta y_2, \\ C_{43} &= C_{\varphi y} + C_y \cdot \Delta z_1^2 + C_z \cdot \Delta x_1^2, \quad C_{45} = -C_x \cdot \Delta z_1, \\ C_{47} &= C_z \cdot \Delta x_1, \quad C_{49} = -C_{\varphi y} - C_y \cdot \Delta z_1 \cdot \Delta z_2 + C_z \cdot \Delta x_1 \Delta x_2, \\ C_{51} &= C_{\varphi z} + C_x \cdot \Delta y_1^2 + C_y \Delta x_1^2, \quad C_{52} = C_x \cdot \Delta y_1, \\ C_{53} &= -C_y \cdot \Delta x_1, \quad C_{57} = -C_{\varphi z} - C_x \cdot \Delta y_1 \cdot \Delta y_2 - C_y \Delta x_1 \Delta x_2, \\ C_{58} &= C_x, \quad C_{62} = C_x \cdot \Delta z_2, \quad C_{63} = -C_x \cdot \Delta y_2, \quad C_{64} = C_y, \\ C_{66} &= -C_y \cdot \Delta z_2, \quad C_{68} = C_y \cdot \Delta y_2, \quad C_{69} = C_z, \\ C_{70} &= C_z \cdot \Delta y_2, \quad C_{71} = -C_z \cdot \Delta x_2, \\ C_{73} &= C_{\varphi x} + C_y \cdot \Delta z_2^2 + C_z \cdot \Delta y_2^2, \\ C_{76} &= C_{\varphi y} + C_y \cdot \Delta z_2^2 + C_z \cdot \Delta x_2^2, \\ C_{78} &= C_{\varphi z} + C_x \cdot \Delta y_2^2 + C_y \cdot \Delta x_2^2. \end{aligned}$$

При наличии нелинейных компонент упруго-демпферных связей, кроме линеаризованных жесткостей, задается зависимость усилия от разности смещения их концов в виде:

$$F = \begin{cases} C(\Delta u - \delta)^\alpha, & \text{при } \Delta u > \delta; \\ 0, & \text{при } \Delta u < \delta. \end{cases} \quad (4)$$

Выполнение зависимости (4) на каждом шаге осуществляется методом последовательных приближений путем переноса невязки в правую часть, что не требует пересчета и триангуляции матрицы разрешающих уравнений. На рис. 5 представлена зависимость усилия при наличии нелинейных компонент упруго-демпферных связей.

В случае линеаризованной связи на нулевой итерации определяется ее деформация $\dot{\Delta u}_L^\circ$, ско-

рость деформации $\dot{\Delta u}_L^\circ$ и усилие $\Delta P_L^\circ = C\dot{\Delta u}_L^\circ + d_L\Delta u_L$ в линеаризованной связи, а также усилие в нелинейной связи при той же деформации $\Delta P_N^\circ = C_N(\Delta u_L - \delta)^\alpha + d_N(\Delta u - \delta)^\alpha \dot{\Delta u}_L$.

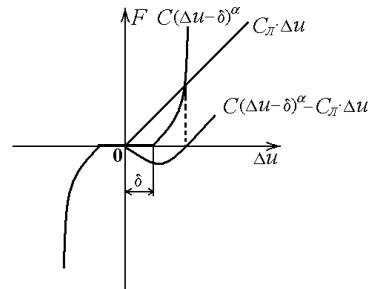


Рис. 5 – Залежність усилия для нелинейних компонент зв'язків

Разность усилий $F^\circ = \Delta P_L^\circ - \Delta P_N^\circ$ прикладываем к упругой связи, выполняя подшаг по времени методом Ньюмарка или Вилсона [4] и определяем перемещение и скорость деформации первой итерации $\dot{\Delta u}_L^1$ (рис. 6), а также новую разность усилий $F^1 = P_L^1 - P_N^1$. Прикладывая ее к упругой связи и выполняя следующий подшаг, найдем приближенное решение для нелинейной связи.

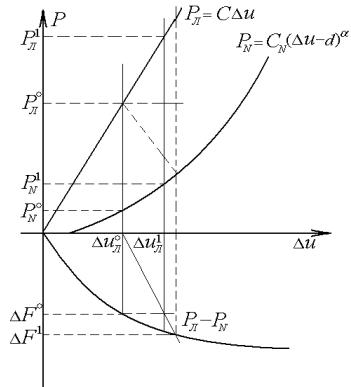


Рис 6 – Схема определения решения для нелинейной связи

Любая связь между узлами, не являющимися соседними (жесткая или упруго-демпферная), порождает в структуре симметричной трехдиагональной матрицы масс и жесткостей вертикальный столбец между узлами (рис. 7). В случае связи узла с несколькими предыдущими узлами столбец будет общим, поэтому связи следует задавать в порядке возрастания номеров узлов.

При вычислениях в памяти компьютера в одном массиве хранятся клетки диагональной матрицы, а в другом – клетки столбцов, что экономично с точки зрения объема занимаемой памяти и времени вычислений.

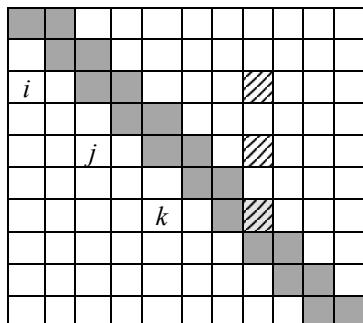


Рис. 7 – Структура симметричної матриці
(узел k связан с узлами i и j)

Уравнения движения деформируемой конструкции в матричной форме записываются в виде:

$$\vec{M}\ddot{\vec{u}}(t) + \vec{C}\dot{\vec{u}}(t) + \vec{K}\vec{u}(t) = \vec{R}(t), \quad (5)$$

где M , C , K – матрицы масс, демпфирования и жесткости соответственно, \vec{R} – внешняя нагрузка.

В матрицу демпфирования вносят вклад демпферы связей, а также внутреннее и внешнее трение, которое определяется как линейная комбинация матрицы масс и жесткости:

$$C = mju \cdot M + dekr \cdot K,$$

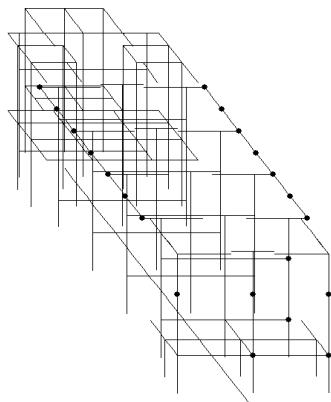


Рис. 8 – Розрахункова схема фундаменту
(253 стержні)

где mju и $dekr$ – коэффициенты внешнего и внутреннего трения.

Интегрирование дифференциального уравнения (5) осуществляется неявными методами Ньюмарка или Вилсона [4].

Созданный графический интерфейс позволяет визуализировать геометрию конструкции, ее дискретизацию на конечные элементы, деформирование в различные моменты времени, графики изменения во времени перемещений, скоростей и ускорений отдельных точек конструкции, а также усилий в упругих связях.

Для оценки прочности системы турбоагрегат-фундамент-основание в упругих связях определяются напряжения, фиксируются их максимальные и минимальные значения, а также время их возникновения.

Выполнен анализ колебаний системы турбоагрегат-фундамент турбины К-1100-23,5 для синтезированной и реальной сейсмограмм [1]. Исследования выполнялись для двух разработанных расчетных моделей фундамента различного уровня сложности (рис. 8, 9), по которым получены результаты, удовлетворительно совпадающие между собой.

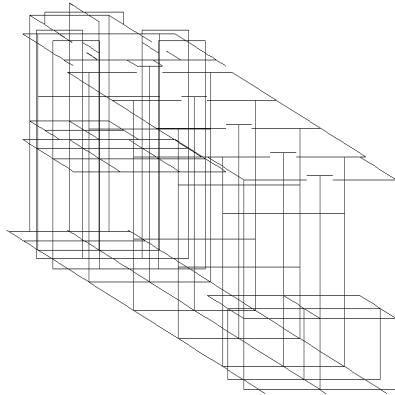


Рис. 9 – Розрахункова схема фундаменту
(378 стержні)

Выводы

Разработано методическое и программное обеспечение для расчета системы турбоагрегат-фундамент-основание на сейсмические воздействия в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Интегрирование уравнений движения во времени осуществляется устойчивыми методами Ньюмарка или Вилсона в подвижной системе координат, связанной с основанием. Расчетная модель представляется набором стержней, сосредоточенных масс, моментов инерции и упруго-демпферных связей.

Из проведенных исследований следует, что формирование расчетной модели, содержащей большое количество элементов, и определение ее

параметров (жесткость Винклерового основания, коэффициенты демпфирования в системе, жесткость масляного слоя подшипников и упругих связей и т.п.) имеет важное значение при оценке сейсмостойкости [5] и прочности основных узлов системы.

Список литературы

- 1 ПТМ 108.020.37-81. Оборудование атомных энергетических установок. Расчет на прочность при сейсмическом воздействии. – Введ. 04.06.81. – Ленинград : НПО ЦКТИ, 1981. – 39 с.

- 2 Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С. П. Тимошенко. – М. : Физматгиз, 1959. – 440 с.
- 3 Воробьев, Ю. С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин [Текст] / Ю. С. Воробьев// Киев: Наук. думка, 1988. – 222 с.
- 4 Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов [Текст] / К. Бате, Е. Вильсон. – М. : Стройиздат, 1982. – 448 с.
- 5 Кириллов, А. П. Сейсмостойкость атомных электростанций [Текст] / А. П. Кириллов, Ю. К. Амбриашвили. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 184 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 The equipment of nuclear power plants. Calculation of the strength of the seismic impact: RTM 108.020.37-81.-vved. 04.06.81. / L.: NPO TsKTI, 1981.-39
- 2 Timoshenko, S.P. Oscillations in engineering. M.: Fizmatgiz, 1959. – 440
- 3 Vorobev, Yu. S. Oscillations turbomachinery blading. Kiev: Naukova dumka, 1988. – 222
- 4 Bate, K., Vilson E. Numerical methods of analysis and finite element method. M.: Stroyizdat, 1982. – 448
- 5 Kirillov, A. P. and Ambriashvili, Yu. K. Seismic resistance of nuclear power plants. M.: Energoatomizdat.– 1985, 184

Сведения об авторах (About authors)

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

Gontarovskyi Pavel Petrovich – Candidate of Technical Science (Ph. D.), Senior Staff Scientist, Senior Staff Scientist of department of vibration and termostrength researches, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Гармаш Наталия Григорьевна – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, старший научный сотрудник отдела вибрационных и термопрочных исследований, Харьков, Украина; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua, ORCID 0000-0002-4890-8152.

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

Шульженко Николай Григорьевич – доктор технических наук, профессор, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, заведующий отделом вибрационных и термопрочных исследований, Харьков, Украина; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua

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

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Гонтаровский, П. П. Методика расчета динамики системы турбоагрегат-фундамент-основание энергоблоков при сейсмических воздействиях [Текст] / П. П. Гонтаровский, Н. Г. Гармаш, Н. Г. Шульженко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 153–160. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.22.

Please cite this article as:

Gontarovskyi, P., Garmash, N. and Shulzhenko, N. (2016), “Methodology of calculation of the dynamics of the system turbine-foundation-base power units under seismic actions”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 153–160, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.22.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Гонтаровський, П. П. Методика розрахунку динаміки системи турбоагрегат-фундамент-основа енергоблоків при сейсмічних діях [Текст] / П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармаш, М. Г. Шульженко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 153–160. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.22.

АНОТАЦІЯ Представлені основні особливості методичного забезпечення, розробленого на основі методу скінченних елементів для розрахунку динаміки системи турбоагрегат-фундамент-основа при сейсмічних впливах. Елементи розрахункової схеми моделюються довільно орієнтованими стержнями і зосередженими масами з моментами інерції, які з'єднуються абсолютно жорстко або за допомогою пружно-демпферних зв'язків. У стержневих елементах з розподіленими параметрами враховуються всі види деформацій, які мають місце при коливаннях. Сейсмічне навантаження моделюється змінними інерційними силами, отриманими з експериментальних акселерограм землетрусів. При дослідженні динамічних процесів в системі турбоагрегат-фундамент-основа при сейсмічних впливах використовуються розрахункові моделі різного рівня складності.

Ключові слова: турбоагрегат, сейсмічна дія, коливання, стержневий скінченний елемент, пружно-демпферний зв'язок.

Поступила (received) 15.01.2016

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

Solodov V., Khandrimailov A., Shvetsov V., Kozheshkurt I., Konev V. Investigation of Aerodynamic and Energy Characteristics of L.P.C. Compartment of Stages with Inlet Pipe and Leak System for Powerful Steam Turbine Unit	6
Gorovushchenko Yu. N. Object-Oriented Iterative-Recursive Algorithm for Thermal-Hydraulic Systems Simulation	16
Chernousenko O., Nikulenkov T., Nikulenkov A. State Assessment of Ukrainian and Other Countries Power Equipments	22
Boiko A. V., Usaty A. P. Integrated Mathematical Model of the Processes in the Turbine with Adjustable Steam Extraction.....	28
Valamin A. E., Kultishev A. Yu., Shibaev T. L., Goldberg A. A., Sakhnin Yu. A., Stepanov M. Yu., Shekhter M. V., Bilan V. N. The Cogeneration Turbine T-295/335-23.5 Designed for the Reconstruction of Power-Generating Units Equipped with T-250/300-240 Turbines	37
Gnesin V., Kolodyazhnaya L., Rzadkowski R. Numerical Analysis of the Three-Dimensional Nonstationary Flow of Ideal Gas in the Last Stage of Turbine Machine Taking into Consideration the Nonaxisymmetric Exhaust Pipe Branch	47
Tarasov A., Lytvynenko O., Myhaylova I. Analysis of the Method for Back Pressure Prediction in the Air Supply Path From Compressor in the Gas Turbine Rotor.....	54
Bondarenko H. A., Baga V. N. Simulating the Metering Characteristics of Labyrinth Seals with the Smooth Shaft	60
Severin V., Nikulina H., Chechenova I. Nonlinear Models of Transients of Nuclear Power Steam Turbines to Optimize Control Processes	65
Ryabokon G., Mysak Y. The Comparative Study of the Results of Thermal Acceptance Tests of the Steam Turbine K-325-23.5 with Guarantee Values.....	72
Kukhtin Yu. P., Lapotko V. M., Khomyliev S. A. Numerical Investigation of the Influence of Circumferential Flow Inhomogeneity on the Power Loading of HPT Blades	81
Babayev A. I., Goloshchapov V. N. Verification of the Data of Numerical Investigations of the Flow Motion in the Steam Turbine Control Valve Channel	88
Nechuiwiter M. M. Selection of Optimal Mode Parameters for the Cogeneration Units of Steam Turbines of a Condensing-Heating Type	94
Chernousenko O., Peshko V. Influence Produced by the Operation of the Power Units of Thermal Power Plants in the Maneuver Load Mode on the Reliability and Accident Rate of Power Equipment	100
Tareljin A. A., Surdu N. V., Nechaev A. V. Influence of the Electrization of Wet Steam Flow and Electric Fields on a Change in Mechanical Properties of the Materials of Turbine Rotor Blades	107
Yudin Yu. A., Subotovich V. P., Lapuzin A. V., Yudin A. Yu., Temchenko S. A. Influence of the Above-Shroud Leakage on the Aerodynamics of Exit Diffusers of the High Pressure Cylinders of Steam Turbines	116
Goloshchapov V. N., Bakhmutska Ju. Characteristics of the Steam Flow in the end Seals of High Pressure Cylinders in the State of Vacuum Augmentation	122
Chernousenko O. Evaluation of the Residual Life of the Casings of Steam Turbines Used by Nuclear Power Plants (NPP).....	129
Kobzar K., Shut O., Ovsianykova O., Senetskyi O., Tretiak O. Analysis of Causes of Turbogenerators and Hydrogenerators Damages by the Method of Determination of Complicated Stressed State of the Parts	136
Fursova T. Investigating the Stressed State of the Rotor Blades of Steam Turbines to Increase Their Operation Reliability.....	143
Eliseev V., Moskalets A. Application of the Lagrange-Ritz-Kantorovich Method to the Vibration Analysis of Turbine Blades	149
Gontarovskiy P., Garmash N., Shulzhenko N. Methodology of Calculation of the Dynamics of the System Turbine-Foundation-Base Power Units Under Seismic Actions.....	153

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

Збірник наукових праць

Серія:
Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

№ 8(1180) 2016

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко
Технічний редактор м.н.с., ас. С.П. Науменко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛІЕГІЙ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ»
Кафедра турбінобудування.
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua
<http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/>

Обл. вид. № 7-16.

Підписано до друку 02.02.2016 р. Формат 60x90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 5,0.
Наклад 300. Зам. №2679-16. Ціна договірна.

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ДК № 333 від 09.02.2001р.
61023, м. Харків, а/с 10325.
тел. (057) 714-09-08
