

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 16(1125) 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2015

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – 184 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 Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1-05 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (**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. НАН України;
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. СПІФАНОВ, 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: Е. Г. Братуга, д-р техн. наук, проф.; А. М. Ганжа, д-р техн. наук, проф.;

В. І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.; С. В. Ершов, д-р техн. наук, проф.;

О. В. Ефімов, д-р техн. наук, проф.; В. М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;

З. Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф.; Ю. М. Мацевитий, д-р техн. наук, академік НАНУ,

дійсний чл. АН України; А. В. Русанов, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ;

В. П. Суботович, д-р техн. наук, проф.; М. О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.;

О. І. Тарасов, д-р техн. наук, проф.; А. П. Усатий, д-р техн. наук, проф.;

А. А. Халатов, д-р техн. наук, проф., академік НАНУ;

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

*У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)***

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 2 від 24 лютого 2015 р.

ЗМІСТ

**Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування**

До 85-ліття кафедри турбінобудування

<i>Швецов В. Л., Кожешкурт И. И., Конев В. А., Солодов В. Г., Хандримайлов А. А.</i> Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД в диапазоне режимов	5
<i>Сербин С. И., Гончарова Н. А., Вилкул В. В.</i> Исследование особенностей рабочего процесса камеры сгорания ГТД мощностью 2,5 МВт, работающей на синтез-газе	14
<i>Халатов А. А., Северин С. Д., Доник Т. В.</i> Влияние КПД элементов блока преобразования энергии на эффективность цикла модульной ЯЭУ с газоохлаждаемым гелиевым реактором.....	19
<i>Черноусенко О. Ю., Пешко В. А.</i> Управление ресурсом корпусных деталей паровых турбин	26
<i>Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П. Гармаш Н. Г., Ефремов Ю. Г.</i> Диагностирование термонапряженного состояния и оценка срабатывания ресурса роторов высокого и среднего давления турбины Т-250/300-240.....	32
<i>Гусев Ю. А., Кахраи Камбиз, Прочан Г. А., Яковлев Ю. А.</i> Исследования вибронапряженного состояния элементов ГТД с применением высокотемпературных пленочных тензорезисторов.....	38
<i>Бойко А. В., Усатый А. П., Шаповалова Н. С.</i> Модернизация программного комплекса DNA для расчета тепловых схем ПТУ	44
<i>Халатов А. А., Мейрис А. Ж., Доник Т. В., Гамрецкая А. В.</i> Теплообмен и гидродинамическое сопротивление при поперечном обтекании воздухом первого ряда пучка труб со сферическими углублениями	50
<i>Masoud Hajivand</i> CFD Modeling of Kerosene Combustion With Various Initial Conditions and Fuel Droplet Diameters	54
<i>Klonowicz P., Rusanov R., Rusanov A., Lampart P., Suchocki T. K., Surwilo J.</i> Methods for Design of Radial-Axial Turbines for ORC Cogeneration Unit Working With MDM.....	67
<i>Субботович В. П., Юдин А. Ю.</i> Поток без осевой симметрии через вращающуюся решетку турбомашин на поверхности тока S_2	78
<i>Трошенькин Б. А., Трошенькин В. Б.</i> Перспективы применения гидропаровых турбин при освоении низкопотенциального тепла промышленных и природных вод.....	82
<i>Шевелев А. А., Павлова В. Г., Абдуллин С. Ю.</i> Влияние продольной теплопроводности на динамические и статические характеристики пластинчатых теплообменных аппаратов.....	89

<i>Тарасова В. А.</i> Сравнительный анализ термoeкономических моделей парокompрессионной теплонасосной установки.....	97
<i>Баласанян Г. А., Климчук А. А., Миняйло М. Б.</i> Оптимальная мощность теплового насоса в комбинированных системах теплоснабжения для южного региона Украины	108
<i>Голощанов В. Н., Котульская О. В., Парамонова Т. Н.</i> Особенности теплообмена в зазоре между ободом диафрагмы и корпусом турбины.....	112
<i>Ефимов А. В., Потанина Т. В., Кухтин Д. И., Каверцев В. Л., Гаркуша Т. А.</i> Анализ методов и моделей оптимального распределения нагрузок между энергогенерирующими объектами	117
<i>Кошельник А. В., Лавинский Д. В., Хавин Е. В., Павлова В. Г., Гордиенко Е. П.</i> Разработка математической модели регенеративных теплообменников систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов	124
<i>Кухтин Ю. П., Слынько Г. И.</i> Численное исследование явления сепарации полной температуры в потоках сжимаемой жидкости	132
<i>Димитров А. Д., Шраменко А. Н., Пядухов В. А.</i> Повышение экономичности топливоиспользования в промышленных печах	141
<i>Пустовалов В. М., Фатіч Л. В., Науменко С. П.</i> Математичне моделювання течії середовища через лабіринтове ущільнення турбомашини	147
<i>Алексахін О. О., Бобловський О. В., Ена С. В.</i> Теплові втрати трубопроводами мікрорайонної опалювальної мережі в умовах зміни теплового навантаження будівель	154
<i>Шульгін Ю. В., Жнітов Я. В.</i> Дослідження можливостей енергозбереження у технології виробництва залізобетону.....	157
Реферати.....	162
Рефераты	167
Abstracts.....	173
Посвящается памяти Эдуарда Георгиевича Братуты	180

УДК 62.135

В. Л. ШВЕЦОВ, канд. техн. наук; главный конструктор паровых турбин ОАО «Турбоатом», Харьков;
И. И. КОЖЕШКУРТ, начальник отдела ОАО «Турбоатом», Харьков;
В. А. КОНЕВ, вед.инж.-констр. ОАО «Турбоатом», Харьков;
В. Г. СОЛОДОВ, д-р техн. наук, проф.; проф. ХНАДУ, Харьков;
А. А. ХАНДРИМАЙЛОВ, канд. техн. наук, доц.; доц. ХНАДУ, Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫХЛОПНОГО ОТСЕКА ЦНД В ДИАПАЗОНЕ РЕЖИМОВ

Выполнено численное исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека мощной паровой турбины в составе «последняя ступень ЦНД – выхлопной патрубок – камера удаления влаги – переходный патрубок» в диапазоне режимов. Обсуждаются структура течения и характеристики отсека на номинальном и частичных режимах, эффект инжекции и надбандажной протечки в зависимости от режима. Показана низкая эффективность инжекции в условиях неосевого выхода пара из последней ступени.

Ключевые слова: последняя ступень ЦНД, осерадиальный диффузор, выхлопной патрубок, система влагоудаления, влажный пар, численное моделирование, частичные режимы.

Введение

Статья посвящена численному исследованию аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД мощной паровой турбины в составе последней ступени, выхлопного патрубка, переходного патрубка, камеры отсека влаги на серии режимов с использованием свойств влажного пара. Работа использует модель влажнопарового потока через выхлопной отсек ЦНД, описанную в [1]. Исследование проведено расчётным методом с использованием программного комплекса *MTFS*[®].

1 Краткое описание объекта исследования и особенности численной модели

Выхлопной отсек ЦНД включает последнюю ступень, выхлопной патрубок с осерадиальным диффузором, камеру для сбора влаги и переходный патрубок (рис. 1, 2). Характерными особенностями ступени являются «обратная закрутка» сопловых лопаток, цельнофрезерованный полочный бандаж, одна промежуточная демпферная связь и развитая система влагоудаления. Рабочее колесо уплотнено надбандажным кольцом. Описание конструкции элементов отсека дано в [1]. Некоторые основные данные отсека: высота сопла 1034 мм, угол периферийного меридионального раскрытия 40°; высота рабочей лопатки (РЛ) 1100 мм, веерность РЛ – 2,73; степени расширения: осерадиального диффузора – 2,3, патрубка – 2,0; частота вращения ротора 50 с⁻¹.

Канал осерадиального диффузора образован поверхностями обтекателя и обечайки. Обечайка диффузора состоит из трёх частей: профилированного надбандажного кольца, конической части с образованием между ними кольцевой камеры для размещения форсунок системы охлаждения. Третья часть обечайки в виде фрагмента тора, расположена по отношению ко второй части с зазором для инжекции пара, уходящего из межвенцового зазора ступени через кольцевые щели влагоудаления. Выхлопной (ВП) и переходный (ПП) патрубки описаны в [1], содержат стержневую систему жесткости и трубный массив.

© В.Л. Швецов, И.И. Кожешкурт, В.А. Конев, В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов, 2015

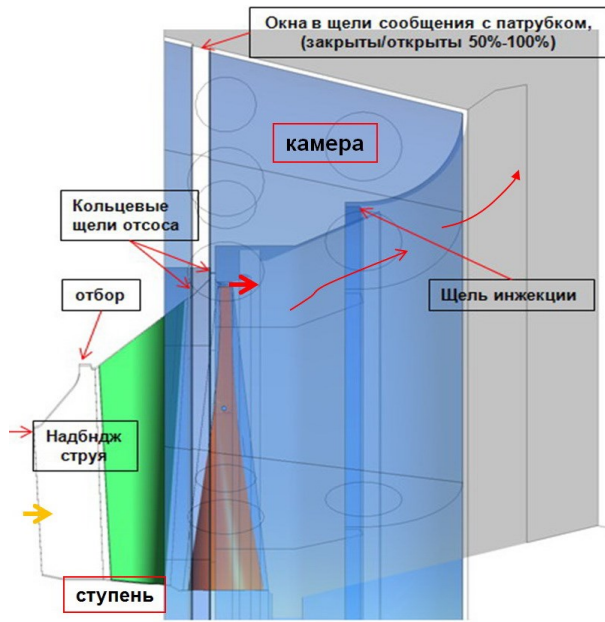


Рис. 1 – Схема проточной части отсека ЦНД

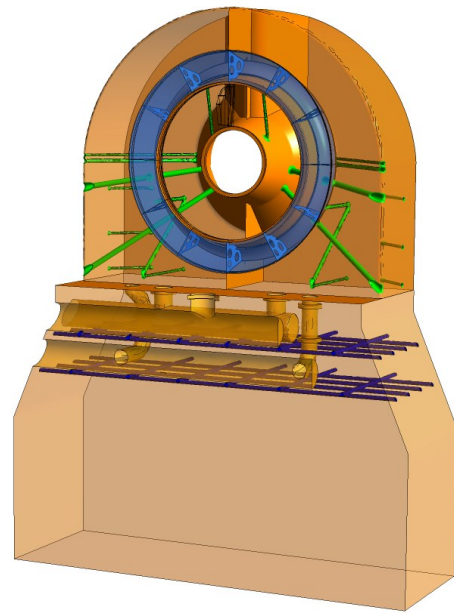


Рис. 2 – Модель ВП и ПП

При моделировании рассчитывалось течение через ступень в стационарной постановке с осреднением в межвенцовом зазоре на основе односекторной модели взаимодействия ступени и патрубка. Модель ступени описана в [1, 2] и содержит периферийный отбор пара перед диафрагмой ступени с заданным расходом, два периферийных кольцевых отсоса пара и влаги в межвенцовом зазоре, направляемые в камеру патрубка, периферийный бандаж, надбандажный зазор, и проволоочную демпферную связь. Все особенности геометрии ступени смоделированы в полном объеме, включая утолщение рабочей лопатки вблизи демпферной связи.

Вход в модель ступени организован из двух частей: вход в ядро потока основан на данных теплового расчета, надбандажная протечка предвключенной ступени задается по данным теплового расчета на основании полных параметров и направления вектора скорости. Между ядром потока на входе и надбандажной протечкой выставляется стенка, совпадающая по размерам с бандажом предвключенной ступени.

Модель выхлопного патрубка [1] содержит собственно ВП (рис. 2), осерадиальный диффузор (ДФ), и переходный патрубок к конденсатору. Модель ВП дополняется моделью кольцевой камеры для сброса влаги и пара из межвенцового зазора ступени со щелью на обечайке диффузора для инъекции пара в проточную часть диффузора, и содержит поперечные стенки жесткости с промежуточными окнами для перетекания пара в окружном направлении. Камера также содержит открытые перепускные окна вдоль окружной координаты для сообщения с пространством патрубка за ДФ.

Течение в каждой расчетной подобласти описывается полной системой нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру. Система дополняется дифференциальными уравнениями модели турбулентности. Интегрирование системы уравнений Навье-Стокса и ассоциированных уравнений осуществляется с помощью программного комплекса *MTFS*[®] [4–6]. Мощности сеточного разбиения составили около 20 млн. ячеек для обеспечения параметра погранслоя $Y^+ < 2$ в области ступени и $Y^+ < 5$ в области патрубка.

2 Результаты исследований и обсуждение (рис. 3–6)

Расчеты выхлопного отсека выполнялись при задании на входе осесимметричных радиальных распределений давления и температуры торможения, влажности и направления вектора скорости, в выходном сечении переходного патрубка – статического давления в конденсаторе по данным тепловых расчетов ОАО «Турбоатом». Учитывались параметры закрученной струи надбандажной протечки из уплотнения предвключенной ступени. Исследована серия режимов четырехступенчатого отсека L4. Данные по режиму L4-1 (с открытыми окнами) заимствованы из [1]. Для режимов реализовывался заданный отбор пара на периферии входа перед диафрагмой ступени. Входная струя надбандажной протечки для всех режимов задавалась закрученной под углом 50° к оси турбины. Полные параметры струи надбандажной протечки из предвключенной ступени варьировались для разных режимов на основании данных теплового расчета ОАО «Турбоатом».

Таблица 1.

Расходные характеристики исследованных вариантов

Расходы кг/сек	Отсек L4-1 окна откр.	Отсек L4 100 % G	Отсек L4 80 % G	Отсек L4 60 % G	Отсек L4 40 % G
Вход в ступень	52,80	53,83	43,79	32,84	22,05
Вх. надбанд. струя	0,46	0,559	0,459	0,24	0,0598
Отбор	1,67	1,76	1,669	0,5997	0,06
Отсос № 1	0,679	0,674	0,543	0,42	0,2594
Отсос № 2	2,92	2,903	2,35	1,84	1,24
Вых. надбанд. струя	1,416	1,312	1,063	0,8349	0,508
Вых, Ступени + надбанд. струя	49,2	48,993	39,714	30,24	20,571
Инжекция	1,74	1,672	1,35	1,121	0,845
Выход ДФ	50,74	50,67	40,83	31,057	21,58
Выход ВП	52,5	54,1	36,988	32,25–34,4	20,97–23,4
Выход ПП	52,5	54,9	38,62	31,27	22,64
Давление конд.	2942 Па	2942 Па	2844 Па	2844 Па	2844 Па

Таблица 2.

Газодинамические и энергетические характеристики ступени в составе отсека

Режим	расход кг/с	потери отн. перепада на ступень		Реакция ср. радиус	Потери вых. ск.	α_2 ср. радиус
		статор	ротор			
L4-100	53,83	0,0476	0,0358	0,4385	0,1338	112,64
L4-1 [1]	52,80	0,0432	0,0330	0,4709	0,1365	106,10
L4-80	43,79	0,0540	0,0440	0,3578	0,1455	130,41
L4-60	32,84	0,0622	0,0552	0,2495	0,2756	151,25
L4-40	22,05	0,0807	0,1080	0,1117	0,6466	159,60

Режим L4-100 отсека. Перепад на отсек определяется средним полным давлением на входе в ступень около 13850 Па при давлении в конденсаторе 2940 Па. Ступень работает на режиме, близком к номинальному, при $GV_2 = 2075 \text{ м}^3/\text{с}$ (рис. 3, 4).

Потери КЭ, отнесённые к располагаемому перепаду на ступень, в соплах составляют 4,76 %, на рабочих каналах – 3,58 %. Потери с выходной скоростью составляют 13,38 %. Течение в сопловых каналах характеризуется небольшим отрывом вблизи вытеснителя разной направленности вдоль радиуса. Периферийная область вблизи отбора наполнена низкоскоростным потоком. В среднем поясе РЛ отмечена область пониженных скоростей, которая связана с ударом в животик РЛ. Среднее значение влажности за кромками РК составляет 13,3 %. Осреднённая по расходу скорость на входе в диффузор составляет 0,614 М (234,2 м/с). Поток на входе в ДФ закручен, угол $\alpha_2 \sim 112^\circ$ в ядре входного течения. Данный режим отличается от режима L4-1 увеличенным α_2 на 6° . Проволочная демпферная связь обтекает с дорожкой вихрей и создаёт локальные потери КЭ в данном поясе. Дефект скорости от системы демпферной связи сохраняется на протяжении всего канала диффузора.

Надбандажная протечка реализуется со средним вдоль окружности числом Маха на выходе из надбандажной щели около 1,7 М. На обечайке диффузора струя разгоняется, прилегает к поверхности козырька, теряя скорость до околосвуковых величин, прилипает к конической части обечайки диффузора. Струя инжекции подсасывает основной поток, и отрыва от обечайки не происходит. Отрыв незначительной протяженности наступает в конце криволинейной оболочки диффузора. Таким образом, надбандажная протечка и струя инжекции в совокупности с закруткой потока стабилизируют обтекание внешней оболочки диффузора. Однако центробежный эффект от закрутки приводит и к негативным явлениям, как то: а) отрыв потока в окружном направлении от стенок выемки для доступа к валу в верхней части ВП; б) неустойчивый отрыв потока от втулки диффузора в радиальном направлении, который происходит вблизи первого излома втулки. По ходу потока в ДФ отрыв интенсифицируется, особенно вблизи второго излома втулки. Отрывные области нестационарны и создают пульсацию расхода пара в выхлопном сечении патрубка.

В диффузоре поток тормозится до средней скорости на выходной цилиндрической поверхности 0,353 М (при давлении 3160 Па). На выходе из переходного патрубка поток теряет скорость до 0,187 М при давлении 2931 Па и средней расходной составляющей скорости 70,2 м/с. Расход инжекции в диффузор достигает 1,67 кг/с. Расход через окна в сборную камеру составляет 1,905 кг/с при общем расходе отсоса влажного пара 3,575 кг/с. Структура потока в патрубке несимметрична относительно плоскости геометрической симметрии ВП вследствие закрутки на входе. Осреднённое по расходу динамическое давление $0,5\rho C^2$ на входе в диффузор составляет около 632 Па, динамическое давление инжекции на выходе из щели оценивается в 650 Па.

Полное давление в диффузоре патрубка восстанавливается со средним коэффициентом полных потерь около $0,57 \pm 0,01$ (рис. 6а). Локальный рост полных потерь за кольцом инжекции объясняется поступлением высокоскоростной струи пара. Оценка внутренних потерь до кольца инжекции даёт значения 0,075. После выходного сечения диффузора наблюдается скачок коэффициента из-за потерь в сборной камере ВП.

Режим L4-80 отсека (рис. 5а). Перепад на отсек определяется средним полным давлением на входе в ступень около 11250 Па при давлении в конденсаторе 2840 Па. Ступень работает при $GV_2 = 1630 \pm 30 \text{ м}^3/\text{с}$. Потери КЭ в соплах составляют 5,4 %, на рабочих каналах – 4,4 %. Потери с выходной скоростью составляют 14,5 %. В сравнении с режимом L4-100 в корневом поясе выходной части канала РЛ наблюдается небольшой отрыв потока от втулки, который далее развивается вблизи втулки ДФ.

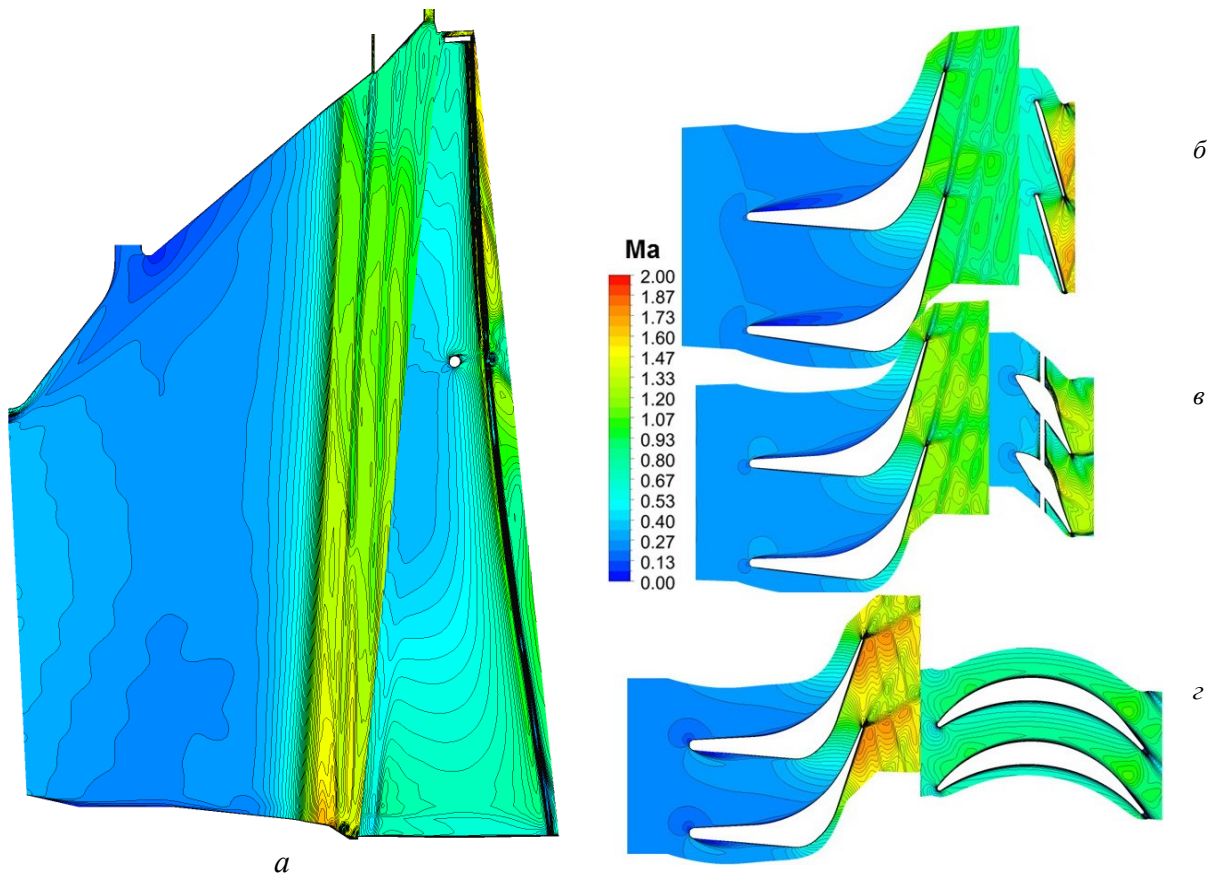


Рис. 3 – Поля относительных чисел Маха ступени на режиме L4-100:
a – в меридиональном сечении; *б, в, з* – в радиальных сечениях

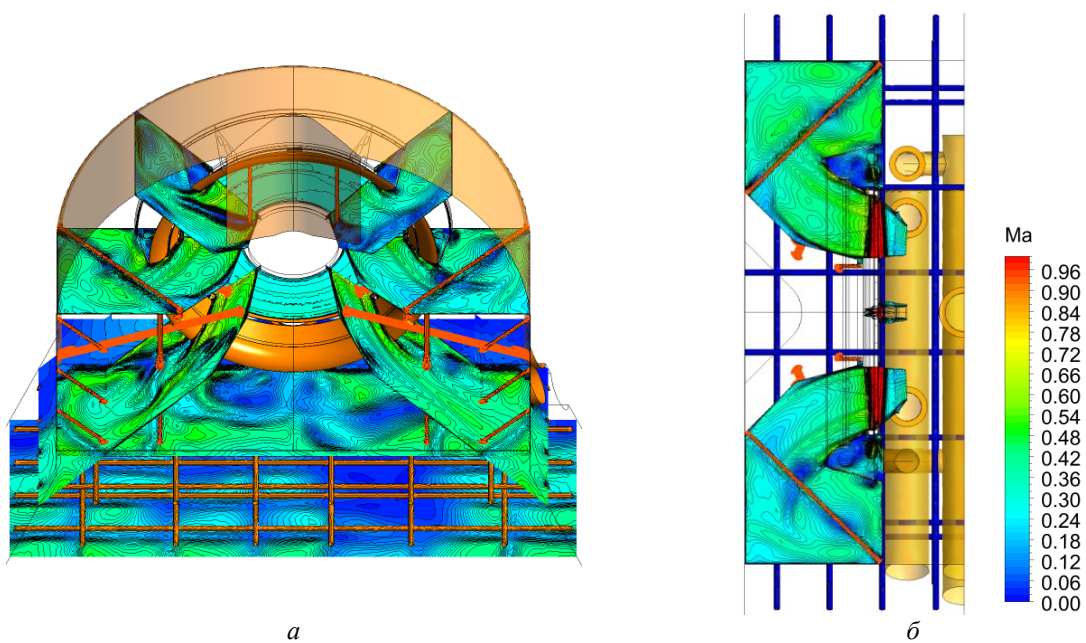


Рис. 4 – Поля абсолютных чисел Маха в ДФ и сборной камере для режима L4-100:
a – в сечениях ВП; *б* – в сечении горизонтального разреза

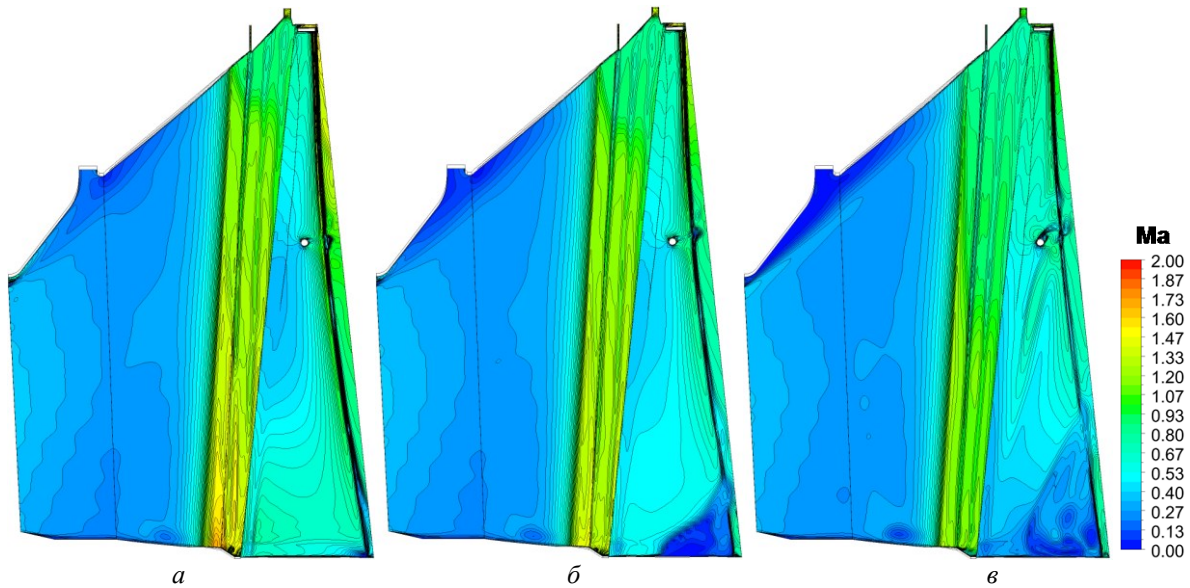


Рис. 5 – Поля относительных чисел Маха на среднеканальной поверхности ступени на режимах: а – L4-80; б – L4-60; в – L4-40

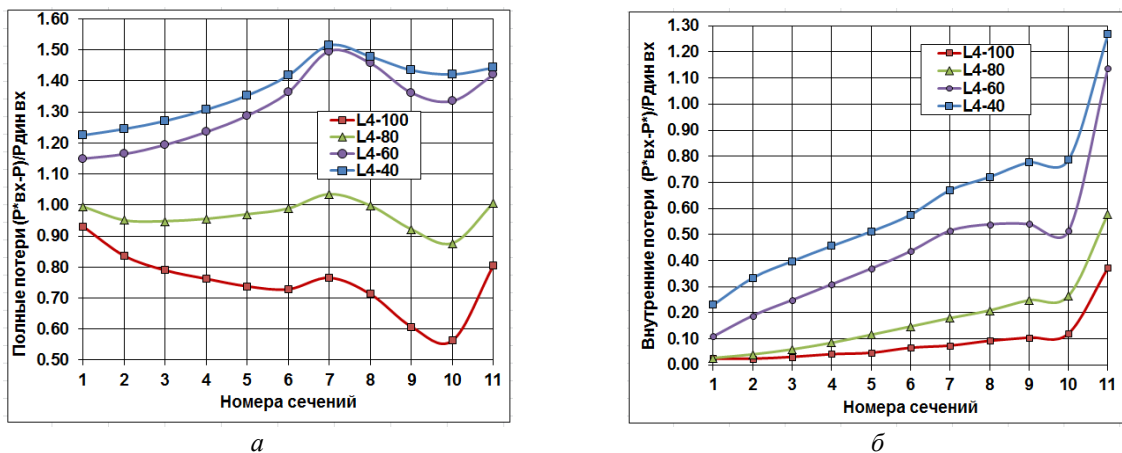


Рис. 6 – Распределения в ВП по сечениям ДФ: а – полных потерь; б – внутренних потерь; 11 – сечение выхлопа ВП

Среднее значение влажности за кромками РК составляет 12,0 %. Среднемассовая скорость на входе в ДФ составляет 0,578 М (222,9 м/с). Расходная составляющая скорости составляет 164,6 м/с, статическое давление 2803 Па. Поток на входе в ДФ закручен со средним углом $\alpha_2 \sim 130^\circ$. Течение в ступени приобретает слабо выраженный диагональный характер.

Среднерасходное по окружности число Маха на выходе из надбандажной щели – около 1,59 М, на обечайке диффузора струя локально разгоняется и прилегает к конической части обечайки диффузора. После щели инъекции струя подсасывает основной поток, однако на последней трети выпуклой оболочки ДФ возникает отрыв от обечайки. На данном режиме надбандажная протечка и струя инъекции играют незначительную роль в стабилизации обтекания внешней оболочки ДФ вследствие доминирующей закрутки в ядре потока.

Центробежный эффект от закрутки приводит к отрыву потока от стенки выемки в верхней части ВП; отрыву от поддерживающей стенки в нижней части ВП; неустойчивому отрыву потока от втулки на входе в ДФ. По потоку отрыв в ДФ

интенсифицируется, вблизи второго излома втулки занимает до 50 % меридионального сечения диффузора. Отрывные зоны приводят к пульсации расхода пара в диффузоре и через выхлопное сечение патрубка. Степень наполненности диффузора определяется отрывными факторами, стимулированными закруткой потока в ядре.

В диффузоре поток тормозится от средней скорости на входе 0,578 М (при давлении 2803 Па) до средней скорости на выходной цилиндрической поверхности диффузора 0,39 М (при давлении 3014 Па). В сечении выхода ВП поток движется со среднемассовой скоростью 0,349 М (135,5 м/с) при восстановлении давления до 2930 Па.

На выходе из переходного патрубка поток теряет скорость до 0,132 М (52,4 м/с) при давлении 2825 Па и средней расходной составляющей скорости 50,5 м/с. Разница между давлением в конденсаторе в 115 Па связана с нестационарностью в переходном патрубке. Расход инжекции в диффузор достигает 1,35 кг/с, расход через окна в сборную камеру составляет $1,56 \pm 0,02$ кг/с при общем расходе отсоса влажного пара 2,89 кг/с. Динамическое давление на входе в диффузор составляет 579 Па, динамическое давление инжекции вблизи выхода из щели – 452 Па. Полное давление в диффузоре патрубка восстанавливается со средним коэффициентом полных потерь около $0,88 \pm 0,05$. После выходного сечения ДФ наблюдается скачок коэффициента из-за потерь в сборной камере ВП (рис. 6а, б).

Режим L4-60 отсека (рис. 5б). Перепад на отсек определяется средним полным давлением на входе в ступень около 8750 Па при давлении в конденсаторе 2844 Па и объемном расходе на выходе около $1165 \text{ м}^3/\text{с}$. Потери КЭ, отнесенные к располагаемому перепаду на ступень, в соплах составляют 6,22 %, на рабочих каналах – 5,52 %. Потери с выходной скоростью составляют 27,6 %. В корневом поясе с середины канала РЛ наблюдается отрыв потока от втулки высотой 12 % длины лопатки, который переходит в развитый отрыв потока от втулочной поверхности диффузора. В среднем поясе РЛ область пониженных скоростей, которая на режимах, близких к номинальному, связана с ударом потока в животик РЛ, заметно уменьшена из-за уменьшения угла атаки кромок вследствие диагональности структуры. Поток на входе в ДФ закручен со средним углом α_2 около 151 град, структура потока диагональная со средним меридиональным углом около 38,2 град, средняя влажность – 10,04 %.

Среднерасходное число Маха на выходе из надбандажной щели составляет около 1,22 М. Отрыв струи инжекции от обечайки происходит на середине выпуклой оболочки диффузора и является более интенсивным, чем для режима **L4-80**. В целом, надбандажная протечка и струя инжекции незначительно стабилизируют обтекание внешней оболочки диффузора вследствие интенсивной закрутки ядра потока. Центробежный эффект от закрутки приводит к более негативным явлениям в сравнении с режимом **L4-80**. К ним относятся: а) отрыв потока от стенки выемки доступа к валу в верхней части ВП; б) отрыв потока от стенки в нижней части ВП; в) отрыв потока от втулки диффузора, занимающий около 2/3 меридионального сечения диффузора. Диагональная структура в диффузоре приводит к некоторой стабилизации границ отрывных областей. Это обстоятельство несколько снижает уровень нестационарности расхода на выхлопе в сравнении с режимом **L4-80**.

В диффузоре поток тормозится от средней скорости на входе 0,657 М (при давлении 3103 Па) до средней скорости на выходной цилиндрической поверхности диффузора 0,537 М (при давлении 2922 Па). В сечении выхода ВП поток движется со среднемассовой скоростью 0,393 М (155,4 м/с) при давлении до 2873 Па. На выходе из

переходного патрубка потік втрачає швидкість до 0,114 М (45,6 м/с) при тиску 2840 Па і середньої витратної складової швидкості 43,3 м/с. Різниця між тиском в конденсаторі в 100 Па пов'язана з нестационарністю в переходному патрубку. Середнє динамічне тиску на вході в диффузор становить 837 Па, оцінка середнього динамічного тиску інжекції близько 310 Па. Коефіцієнт втрат повного тиску в диффузорі 1,32, в патрубку в середньому близько $1,4 \pm 0,1$.

Режим L4-40 отсека (рис. 5в). Перепад на отсек на частинному режимі **L4-40** визначається середнім повним тиском на вході в ступінь близько 5850 Па при тиску в конденсаторі 2844 Па. Ступінь працює при об'ємному витраті на виході близько 820 м³/с. Втрати КЭ в соплах становлять 8,07 %, на робочих каналах – 10,8 %. Втрати з вихідною швидкістю становлять 64,6 %. Потік на вході в ДФ сильно закручений, середній кут $\alpha_2 \sim 159^\circ$ в ядрі входного течення, структура потоку діагональна з середнім меридіональним кутом близько $49,1^\circ$, середня вологість – 7,65 %.

Середньовитратне число Маха на виході з надбандажної щіли становить близько 0,86 М, відрив від обечайки відбувається в середині випуклої оболонки диффузора і є більш інтенсивним, ніж для режиму **L4-60**. Надбандажна протічка і струя інжекції не є стабілізуючими факторами при обтеканні зовнішньої оболонки ДФ внаслідок інтенсивної закрутки потоку. Діагональна структура призводить до стабілізації меж відірваних областей в диффузорі, простір збирної камери не заповнено, існують значущі градієнти швидкості.

В диффузорі потік гальмується від середньої швидкості на вході 0,749 М при тиску 3080 Па до середньої швидкості на вихідній циліндричній поверхні диффузора 0,534 М (при тиску 2846 Па) В сеченні вихода ВП (перед уступом переходного патрубка) потік рухається з середньомасовою швидкістю 0,35 М при тиску до 2838 Па. На виході з переходного патрубка потік втрачає швидкість до 0,104 М (42 м/с) при тиску 2837 Па і середньої витратної складової швидкості 39 м/с. Середнє динамічне тиску на вході в диффузор становить 1093 Па, динамічне тиску інжекції є низьким і не створює ефекту. Течення в ДФ супроводжується значущими повними і внутрішніми втратами (рис. 5, 6). В корневому поясі з середини каналу РЛ спостерігається відрив потоку від втулки висотою ~25 % довжини лопатки, який переходить в відрив потоку від втулки ДФ.

3 Сравнение работы отсеков на режимах L4-100 и L4_1 [1] с включением инжекции и без инжекции

Режим **L4-100** з закритою щіллю інжекції показує близькі значення параметрів потоку і втрати в ДФ до режиму **L4-100** з інжекцією. Відмінності в основному лежать в діапазоні похибки розрахунку в зв'язі з нестационарністю. Течення в ДФ прижаті до обечайки в зв'язі з закруткою потоку і з-за інтенсивної струї надбандажної протічки. Динамічний імпульс струї інжекції не впливає на стабілізацію потоку в ДФ до обечайки.

Режим **L4_1** без інжекції за результатами розрахунків показує декілька відмінних значень параметрів потоку і втрати в ДФ по відношенню до режиму **L4_1** з інжекцією, описаному докладно в роботі [1]. Втрати в сеченні вихода ВП при відсутності інжекції зростають на $12 \% \pm 1 \%$ по причині зниження ефекту прижаття течення в ДФ до обечайки в зв'язі з меншою закруткою ядра потоку. Інтенсивність і дія струї надбандажної протічки близькі до аналогічної струї для режиму **L4-100**. Таким чином, незначуща зміна робочої точки отсека

изменяет закрутку потока за ступенью и, как следствие, чувствительность потока к внешнему воздействию возрастает.

Все описанные выше численные исследования режимов выполнены без загромождения сборной камеры ВП стержнями жесткости, но при наличии в переходном патрубке системы труб и решетки стержней. Учет стержней жесткости в сборной камере ВП, выполненный для режима **L4-100**, показал повышение коэффициента полных потерь на 10,5 %.

Заключение

Потери полного давления в диффузоре и патрубке существенно зависят от закрутки потока за ступенью, т.е. от режима работы ступени. Умеренная закрутка потока за РК улучшает условия обтекания обечайки ДФ дополнительно к эффекту надбандажной и щелевой инжекции, однако нарушает симметричность потока в ВП и порождает отрывные явления. В этой связи оценки эффективности патрубка в статических экспериментах не дают полной информации о работе патрубка в составе отсека на различных режимах.

Применение эффективной инжекции пара в диффузоре целесообразно выполнять с учётом надбандажной утечки пара и режима работы отсека.

Список литературы: 1. Швецов, В. Л. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД [Текст] / В. Л. Швецов, И. И. Кожевникова, В. А. Конев, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 41–49. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. 2. Швецов, В. Л. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД «ступень-диффузор» [Текст] / В. Л. Швецов, И. И. Кожевникова, В. А. Конев, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 12–20. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. 3. Мигай, В. К. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин [Текст] / В. К. Мигай, Э. И. Гудков. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 272 с. 4. Сертификат гос. регистрации авторских прав № 5921 Украины. Научно-прикладной программный комплекс *MTFS*[®] для расчета трехмерных 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. 5. Солодов, В. Г. Опыт трехмерного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в турбомашинах [Текст] / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев // Аэрогидродинамика: Проблемы и перспективы. – Харьков : Нац. Аэрокосм. Ун-тет «ХАИ», 2004. – С. 134–157. 6. Солодов, В. Г. Уравнения движения химически равновесной газовой смеси с учетом конденсации компонента [Текст] // Проблемы машиностроения. – 1999. – Т. 1, № 1–3. – С. 41–46. (Препринт: Пробл. машиностр. – 2000. – Т. 3, № 1-2. – С. 38–44).

Bibliography (transliterated): 1. Shvecov, V. L., et al. "Issledovanie ajerodinamicheskikh i jenergeticheskikh harakteristik vyhlopnogo otseka CND." *Visnik NTU "KhPI"*. Serija: Energetichni ta teplotehnichni procesi j ustatkuvannja. No 15(1124). Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. 41–49. ISSN 2078-774X. Print. 2. Shvecov, V. L., et al. "Issledovanie ajerodinamicheskikh i jenergeticheskikh harakteristik vyhlopnogo otseka CND "stupen'-diffuzor"." *Visnik NTU "KhPI"*. Serija: Energetichni ta teplotehnichni procesi j ustatkuvannja. No 12(1055). Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. 12–20. ISSN 2078-774X. Print. 3. Migaj, V. K., and Je. I. Gudkov. *Proektirovanie i raschet vyhodnyh diffuzorov turbomashin*. Leningrad : Mashinostroenie, 1981. Print. 4. Solodov, V. G., and Ju. V. Starodubcev. "Nauchno-prikladnoj programnyj kompleks *MTFS*[®] dlja rascheta trehmernyh vjazkih turbulentnyh techenij zhidkostej i gazov v oblastjah proizvol'noj formy." *Ukrainy. Ukrainskoe Gosudarstvennoe Agentstvo po avtorskim i smezhnym pravam*. Serifikat gos. registracii avtorskih prav № 5921. 17 July 2002. 5. Solodov, V. G., and Ju. V. Starodubcev. "Opyt trehmerного modelirovanija szhimaemyh vjazkih turbulentnyh techenij v turbomashinah." *Ajerogidrodinamika: Problemy i perspektivy*. Kharkov : Nac. Ajerokosm. Un-tet "HAI", 2004. 134–157. Print. 6. Solodov, V. G. "Uravenija dvizhenija himicheski ravnesnoj gazovoj smesi s uchetom kondensacii komponenta." *Problemy mashinostroenija*. No 1.1–3, 1999. 41–46. Print.

Поступила (received) 15.02.2015

УДК 621.43.056

С. И. СЕРБИН, д-р техн. наук, проф.; директор Машиностроительного института НУК им. адм. Макарова, Николаев;
Н. А. ГОНЧАРОВА, ассистент кафедры турбин НУК им. адм. Макарова, Николаев;
В. В. ВИЛКУЛ, нач. сектора расчетных и экспериментальных работ отдела камер сгорания ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД МОЩНОСТЬЮ 2,5 МВт, РАБОТАЮЩЕЙ НА СИНТЕЗ-ГАЗЕ

Статья посвящена вопросам численного моделирования рабочих процессов камер сгорания газотурбинных двигателей, работающих на синтез-газе. Авторами исследованы вопросы возможности применения синтез-газов в качестве основного топлива для камер сгорания. Рассмотрены вопросы применения конструктивных модификаций топливосжигающих устройств с целью применения *RQL*-технологии для улучшения экологических характеристик существующих камер сгорания газотурбинных двигателей.

Ключевые слова: камера сгорания, синтез-газ, *RQL*-технология, математическое моделирование, горение.

Введение

Одним из перспективных вариантов применения высокосолевых углей в энергетике является технология их предварительной газификации с последующим сжиганием получаемого синтез-газа в газотурбинной установке с выработкой электроэнергии и утилизацией теплоты на основных стадиях технологического процесса [1].

Для функционирования технологического комплекса по переработке высокосолевых углей в синтез-газ и выработки электроэнергии в цикле ГТУ необходимо исследовать возможности работы существующих газотурбинных камер сгорания на синтез-газах различного состава.

Цель исследования, постановка задачи

В качестве исследуемого объекта выбрана камера сгорания энергетического газотурбинного двигателя мощностью 2,5 МВт [2], обеспечивающего выработку электроэнергии в комплексе по переработке углей.

Расчеты проводились для трех вариантов состава топливного газа. Вариант 1 предусматривал подачу в камеру сгорания метана; результаты его расчетов сравнивались с результатами экспериментальных исследований традиционной камеры сгорания диффузионного типа. Варианты 2 и 3 предполагают подачу в камеру сгорания синтез-газа разного компонентного состава и различной теплотворной способности: вариант 2 – 21791 кДж/кг и вариант 3 – 12448 кДж/кг. Для обеспечения одинаковой тепловой мощности горелочного устройства, соответствующей номинальному режиму ГТД, расходы синтез-газа были увеличены по сравнению с расходом метана пропорционально уменьшению теплотворной способности. Были также увеличены площади проходных сечений горелочного устройства, что обеспечило необходимую скорость истечения синтез-газа из отверстий без срыва факела. На данном этапе, кроме изменений проходных сечений горелочного устройства, конструктивной модернизации камера сгорания не подвергалась.

© С.И. Сербин, Н.А. Гончарова, В.В. Вилкул, 2015

Результаты исследования

В результате проведения трехмерных расчетов с использованием методов вычислительной гидродинамики [3–4] были получены данные о распределении скоростей, температур и концентраций химических компонентов в камере сгорания.

На рис. 1 показано распределение скоростей в камере сгорания. Характерный рост скорости потока на выходе из завихрителя при уменьшении теплотворной способности синтез-газа связан с одновременным увеличением расхода топлива.

Для варианта 3 скорость потока в районе выходного сечения завихрителя достигает величины 120 м/с, тогда как для камеры сгорания, работающей на метане, она находится на рациональном уровне – около 80 м/с. Данная особенность указывает на необходимость изменения площадей проходных сечений в лопаточном завихрителе для достижения расчётных скоростей в зоне горения при модификации традиционной камеры.

Более детально проанализировать характер изменения скоростей рабочего тела можно с использованием рис. 2, где показано распределение осевой компоненты скорости в продольном сечении камеры. Варианты 1 и 2 демонстрируют наличие стабильной симметричной зоны обратных токов, стабилизирующей горение. В варианте 3 (с наименьшей теплотворной способностью синтез-газа) зона обратных токов значительно более размыта, что обуславливает меньшее стабилизирующее действие продуктов сгорания, циркулирующих в ней. Отметим, что для варианта 3 начинается проявляться асимметрия потоков внутри жаровой трубы, что косвенно подтверждает меньшую устойчивость факела горящего топливного газа по сравнению с вариантами 1 и 2.

На рис. 3 показаны контуры температур в жаровой трубе. Со снижением теплотворной способности топливного газа зона горения отдаляется от горелочного устройства и смещается к выходу жаровой трубы. Несимметричность поля температур для варианта 3 с самой низкой теплотворной способностью синтез-газа указывает на нестабильность процессов горения, что потребует в дальнейшем мероприятий по повышению эффективности стабилизации фронта пламени. При этом наличие метана в составе синтез-газа (вариант 2) стабилизирует фронт пламени.

Снижения максимальной температуры в объёме камеры сгорания по мере уменьшения теплотворной способности топливного газа не наблюдается, т.к. в рассмотренной камере реализуется диффузионный принцип горения.

На рис. 4 показано расчётное распределение концентрации оксидов азота в камере сгорания. С уменьшением теплотворной способности синтез-газа и увеличением скорости течения рабочего тела в камере сгорания зона образования NO_x сдвигается к выходному сечению. За счёт этого выбросы NO_x для варианта 3 с минимальной теплотворной способностью синтез-газа максимальны и составляют около 200 ppm. Выбросы оксидов азота камеры, работающей на синтез-газе, в состав которого входит метан (вариант 2), составили 94 ppm. Расчётные выбросы оксидов азота в камере, работающей на метане (вариант 1) минимальны и составляют 64 ppm.

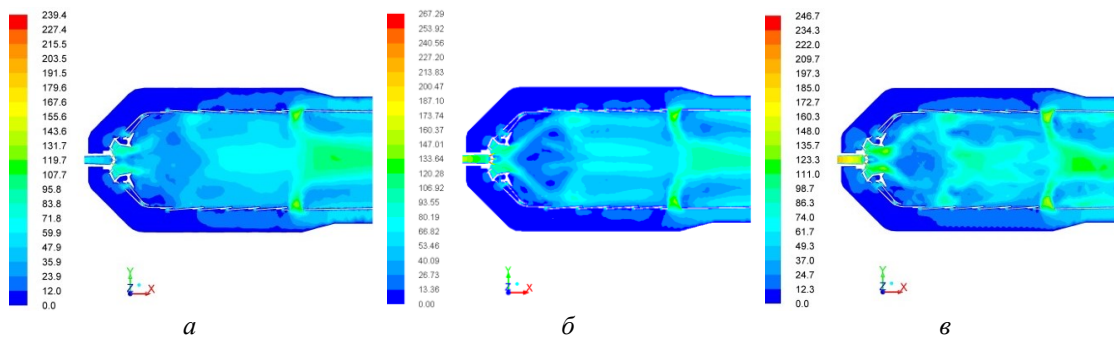


Рис. 1 – Распределение скорости в продольном сечении КС, м/с:
 а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3

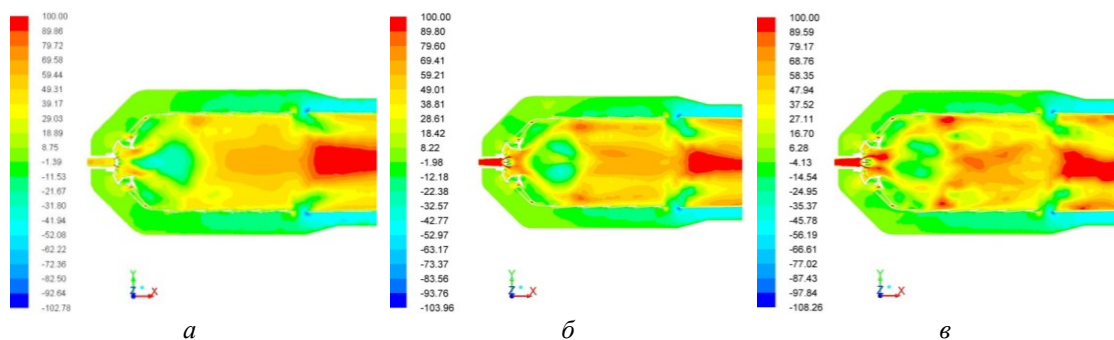


Рис. 2 – Распределение осевой компоненты скорости в продольном сечении, м/с:
 а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3

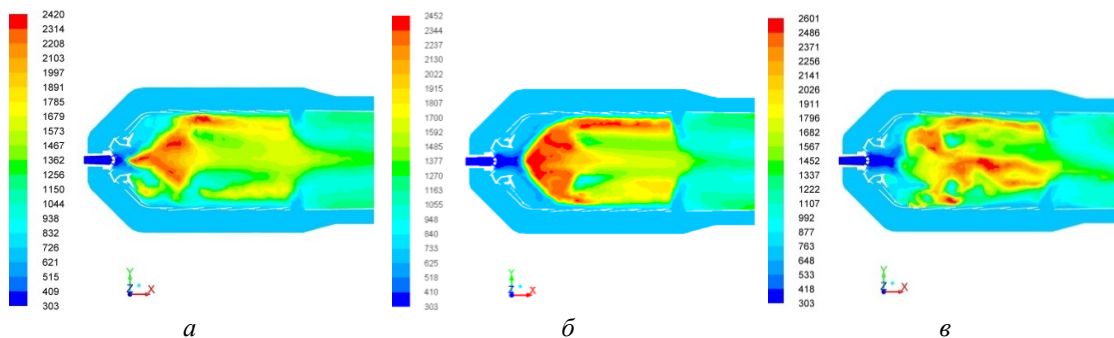


Рис. 3 – Контуры температуры в продольном сечении, К:
 а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3

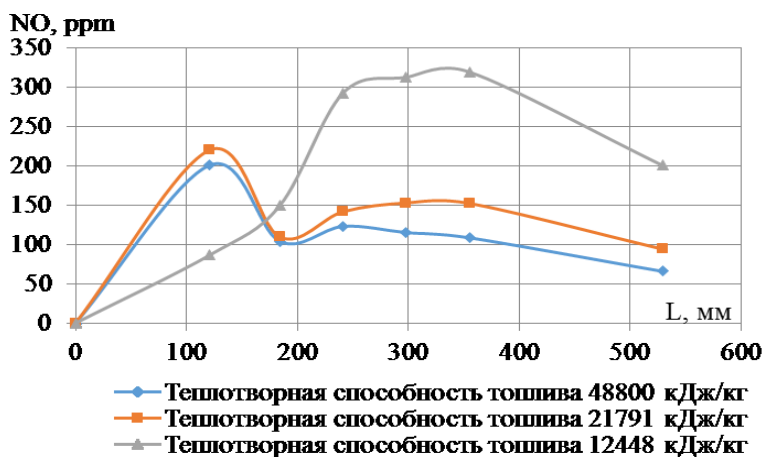


Рис. 4 – Распределение мольных долей NO по длине камеры сгорания

Проведенное численное исследование характеристик серийной камеры сгорания ГТД мощностью 2,5 МВт при переводе её на синтез-газ показало необходимость внесения существенных изменений в схему организации рабочего процесса камеры сгорания с целью повышения стабильности и эффективности её работы, особенно при работе на низкокалорийном синтез-газе. Простая замена природного газа (метана) на синтез-газ для серийной камеры сгорания ГТД приводит к увеличению выбросов токсичных компонентов, особенно это касается оксидов азота.

С целью повышения стабильности процессов горения низкокалорийных синтез-газов и улучшения экологических показателей предложено, в отличие от традиционной технологии диффузионного сжигания, в серийной камере сгорания двигателя UGT2500 использовать так называемую технологию *RQL* (*Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn*), т.е. первоначальное горение богатой топливовоздушной смеси, быстрое смешение и горение бедной топливовоздушной смеси [5].

Для уменьшения вероятности образования локальных участков в камере со стехиометрическим значением коэффициента избытка воздуха, сокращения подсосов воздуха в первичную зону (*Rich-Burn*) предложено пережать сечение жаровой трубы перед отверстиями подвода первичного воздуха.

Проведенные трехмерные расчеты показали (рис. 5), что для эффективной организации рабочего процесса в камере сгорания, работающей на синтез-газе, интервал отношений диаметра зауженной части обечайки зоны богатого горения топливовоздушной смеси (d_1) к диаметру цилиндрической части (d_2) жаровой трубы составляет 0,4–0,55 [6].

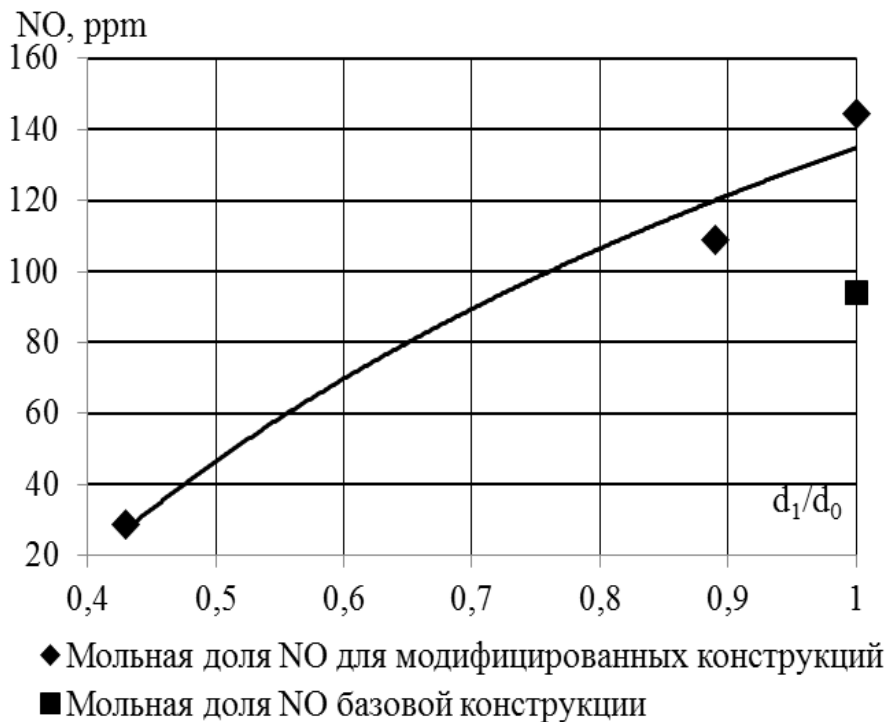


Рис. 5 – Эмиссия оксидов азота NO в камере сгорания, работающей на синтез-газе

Выводы

1) Проведённые трёхмерные исследования влияния состава синтез-газа на рабочий процесс камеры сгорания диффузионного типа газотурбинного двигателя

мощностью 2,5 МВт показали снижение стабилизирующего эффекта зоны обратных токов при работе камеры на синтез-газе с наименьшей (12,45 МДж/кг) теплотворной способностью.

2) Замена природного газа (метана) на синтез-газ для серийной камеры сгорания ГТД, осуществляемая без существенных конструкторских изменений жаровой трубы, приводит к увеличению выбросов токсичных компонентов, в частности оксидов азота NO от 66 до 200 ppm в зависимости от состава топливного газа.

3) С целью повышения стабильности процессов горения низкокалорийных синтез-газов и улучшения экологических показателей камеры сгорания газотурбинного двигателя UGT2500 целесообразно вместо традиционной технологии диффузионного сжигания топливного газа использовать двухзонную технологию *RQL*, что определяет необходимость модификации серийной камеры сгорания.

4) Теоретические исследования показали, что для эффективной организации рабочего процесса в камере сгорания, работающей на синтез-газе, отношение диаметра зауженной части обечайки зоны богатого горения топливовоздушной смеси к диаметру цилиндрической части жаровой трубы должно составлять 0,40–0,55. При этом имеет место снижение эмиссии оксида азота NO в выходном сечении жаровой трубы на (69–36) % соответственно.

Список литературы: 1. Гордеев, С. И. Выбор технологии ПГУ на твердом топливе [Текст] / С. И. Гордеев, А. В. Попов, А. Ф. Рыжков // Современная наука : сб. науч. статей. – Днепропетровск, 2011. – № 3(8). – С. 61–67. – ISSN 2076-6866. 2. Романовський, Г. Ф. Сучасні газотурбінні агрегати [Текст] : навч. посібник в 2 т. / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2005. – Т. 1: Агрегати виробництва України та Росії. – 344 с., 12 с. іл. 3. Serbin, S. I. Investigation of the working processes in a gas turbine combustor with steam injection [Electronic resource] / S. I. Serbin, A. Mostipanenko, I. Matveev // Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference. – Honolulu, Hawaii, USA. – March 13–17, 2011. – AJTEC2011-44042. – Opt. disk (CD-ROM). 4. Serbin, S. I. Investigations of the working process in a «Lean-Burn» gas turbine combustor with plasma assistance [Text] / S. I. Serbin, A. Mostipanenko, I. Matveev // IEEE Trans. Plasma Sci. – 2011. – Vol. 39 (No 12). – P. 3331–3335. – ISSN 0093-3813. 5. Лефевр, А. Процессы в камерах сгорания ГТД [Текст] / А. Лефевр. – М. : Мир, 1986. – 566 с. 6. Декл. пат. на кор. мод. України 93619. Камера згорання; F23C 3/00 / С. І. Сербін, Н. О. Гончарова, О. К. Чередніченко. – № и 2014 04451 ; заявл. 25.04.2014 ; опубл. 10.10.2014, Бюл. № 19. – 4 с. : іл.

Bibliography (transliterated): 1. Gordeev, S. I., A. V. Popov and A. F. Ryzhkov. "Vybor tehnologii PGU na tverdom toplive." *Sovremennaja nauka*. No. 3(8). Dnepropetrovsk, 2011. 61–67. ISSN 2076-6866. Print. 2. Romanovs'kij, G. F., S. I. Serbin and V. M. Patlajchuk. *Suchasni gazoturbinni agregati. Agregati virobnictva Ukraïni ta Rosii*. Mikolaïv : NUK, 2005. Print. 3. Serbin, S. I., A. Mostipanenko and I. Matveev. "Investigation of the working processes in a gas turbine combustor with steam injection." *Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference*. AJTEC2011-44042. Honolulu, Hawaii, USA. March 13–17, 2011. Opt. disk (CD-ROM). 4. Serbin, S. I., A. Mostipanenko and I. Matveev. "Investigations of the working process in a "Lean-Burn" gas turbine combustor with plasma assistance." *IEEE Trans. Plasma Sci*. Vol. 39(No 12). 2011. 3331–3335. ISSN 0093-3813. Print. 5. Lefevr, A. *Processy v kamerah sgoranija GTD*. Moscow : Mir, 1986. Print. 6. Serbin S. I., N. O. Goncharova and O. K. Cherednichenko. "Kamera zgorannja." *Dekl. pat. na kor. mod. Ukraïni 93619. F23C 3/00*. 10 October 2014. Print.

Поступила (received) 06.02.2015

УДК 621.039.5 ; 621.438

А. А. ХАЛАТОВ, д-р техн. наук, проф., академик НАНУ; зав. отделом ИТТФ НАНУ, зав. каф. «Физика энергетических систем» НТУУ «КПИ», Киев;

С. Д. СЕВЕРИН, канд. техн. наук, с.н.с.; с. н.с. ИТТФ НАНУ, Киев;

Т. В. ДОНИК, канд. техн. наук; н.с. ИТТФ НАНУ;

ассистент каф. «Физика энергетических систем» НТУУ «КПИ», Киев

ВЛИЯНИЕ КПД ЭЛЕМЕНТОВ БЛОКА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦИКЛА МОДУЛЬНОЙ ЯЭУ С ГАЗООХЛАЖДАЕМЫМ ГЕЛИЕВЫМ РЕАКТОРОМ

Выполнен расчёт термодинамического цикла блока преобразования энергии модульной ядерной энергетической установки с высокотемпературным гелиевым реактором тепловой мощностью 250 МВт в режиме выработки электроэнергии и в комбинированном режиме. Представлен анализ влияния КПД компрессора высокого и низкого давления, гелиевой турбины и степени регенерации теплоты на эффективность цикла ядерной энергетической установки.

Ключевые слова: модульная ядерная энергетическая установка, газоохлаждаемый гелиевый реактор, газотурбинная установка, сложный термодинамический цикл, эффективность цикла.

Введение

Атомные электростанции играют ведущую роль в энергетике Украины, в 2014 году они произвели более 40 % от общего количества электроэнергии в стране. Однако практически все блоки атомных электростанций Украины близки к выработке назначенного эксплуатационного ресурса и в ближайшие 10 лет должны быть выведены из эксплуатации. На смену им придут модульные ядерные энергетические установки (ЯЭУ) четвертого поколения мощностью 100...300 МВт, которые характеризуются высокими экономическими показателями и эксплуатационной надежностью [1, 2]. Высокий уровень безопасности таких электростанций достигается за счет совершенствования активных, введения пассивных защитных и локализирующих систем, а также реализации концепции внутренней безопасности.

В настоящее время в ведущих странах мира в рамках программы «Ядерные реакторы IV поколения» ведутся активные работы по международному проекту «Generation IV». Одной из перспективных концепций создания атомных электростанций четвертого поколения является концепция высокотемпературного газоохлаждаемого реактора (ВТГР), в котором в качестве рабочего тела используется гелий [1, 2]. Преобразование энергии нагретого гелия в механическую и далее в электрическую энергию осуществляется в блоке преобразования энергии (БПЭ-ГТУ), который представляет собой турбокомпрессор вертикального типа на электромагнитных подшипниках с двухкаскадным осевым компрессором, газовой (гелиевой) турбиной и высокоэффективным теплообменным оборудованием. Газотурбинная установка работает по сложному замкнутому циклу Брайтона с регенерацией теплоты и промежуточным охлаждением гелия в компрессоре. Эта концепция легла в основу международного проекта «Газовая турбина — модульный гелиевый реактор» – ГТ-МГР» [1].

В настоящее время в литературе имеются данные по разрабатываемым энергетическим установкам типа ГТ-МГР тепловой мощностью до 600 МВт [3]. Однако для энергосистемы Украины наиболее перспективными представляются ядерные энергетические установки относительно небольшой тепловой мощности

© А.А. Халатов, С.Д. Северин, Т.В. Доник, 2015

(200...300 МВт), которые могут быть использованы как в качестве региональных энергетических установок, так и в составе более крупных энергоблоков большой мощности. С помощью таких энергоустановок размещение генерирующих мощностей на территории Украины можно выполнить наиболее оптимальным образом.

Цель настоящей работы расчетное исследование параметров термодинамического цикла БПЭ ГТ-МГР тепловой мощностью реактора 250 МВт в режиме выработки электроэнергии и в комбинированном режиме совместного производства электроэнергии и теплоты для нужд коммунального теплоснабжения, а также исследование влияния КПД отдельных элементов БПЭ-ГТУ на эффективность преобразования энергии в ЯЭУ с газоохлаждаемым гелиевым реактором.

Схема ГТ-МГР и термодинамический цикл БПЭ ГТ-МГР

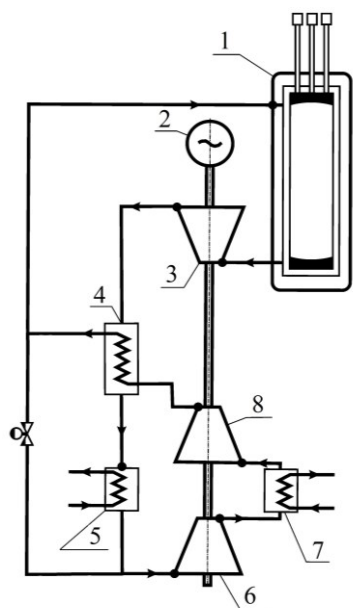


Рис. 1 – Схема ГТ-МГР:
 1 – реактор; 2 – генератор;
 3 – турбина; 4 – регенератор;
 5 – предварительный теплообменник; 6 – компрессор низкого давления; 7 – промежуточный теплообменник; 8 – компрессор высокого давления

Энергетическая установка ГТ-МГР (рис. 1) состоит из двух модулей: 1) МГР, в основе концепции которого лежит использование активной зоны со сферическими топливными элементами диаметром около 0,2 мм с многослойным керамическим покрытием, графитовыми замедлителями и гелием в качестве теплоносителя; 2) БПЭ, состоящий из компрессоров низкого и высокого давления, гелиевой турбины, находящейся на одном валу с компрессорами низкого и высокого давления, регенератора, предварительного и промежуточного теплообменников и генератора переменного тока, приводимого в действие газовой турбиной.

Энергоустановка эксплуатируется в режиме производства электроэнергии и в комбинированном режиме производства электроэнергии и теплоты для нужд коммунального теплоснабжения. При работе установки в комбинированном режиме теплота к теплоносителю отводится в сетевых теплообменниках. В режиме производства электроэнергии сетевой контур отключен и «сбросная» теплота отводится в окружающую среду в градирнях.

На рис. 2 представлена $T-s$ диаграмма сложного термодинамического цикла ГТУ, которая работает по замкнутому циклу Брайтона с регенерацией теплоты Q_p в регенераторе 4 и охлаждением рабочего тела (гелия) в промежуточном 7 и в предварительном 5 теплообменниках (рис. 1). Использование сложного цикла для БПЭ ГТ-МГР при наличии всех технологических проблем, связанных с его практической реализацией, является необходимым условием достижения высокой эффективности ГТУ при сравнительно низких значениях максимальной температуры цикла, которая составляет 850...900 °С.

Эффективность рассматриваемого термодинамического цикла характеризуется электрическим КПД ГТУ, который представляет собой отношение электрической мощности цикла $N_{эл}$ к тепловой мощности реактора Q_p [4]:

$$\eta_{эл} = \frac{N_{эл}}{Q_p}, \quad (1)$$

и коэффициентом полезной работы цикла

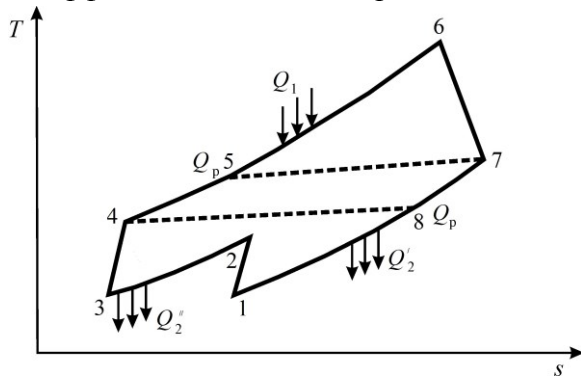


Рис. 2 – Сложный цикл ГТУ в T - s диаграмме:
 1–2 – сжатие в КНД; 2–3 – отвод теплоты Q_2' в промежуточном ТА; 3–4 – сжатие в КВД;
 4–5 – подвод теплоты Q_p в регенераторе;
 5–6 – подвод теплоты Q_1 в гелиевом реакторе;
 6–7 – расширение в турбине; 7–8 – отвод теплоты Q_p в регенераторе; 8–1 – отвод теплоты Q_2' в предварительном ТА

$$\eta_{пр} = \frac{N_{эл}}{L_T G}, \quad (2)$$

где L_T – работа турбины, Дж; G – расход гелия, кг/с.

В настоящей работе создана математическая модель сложного цикла ГТУ, которая включает в себя последовательный расчет параметров цикла для режима выработки электроэнергии и комбинированного режима. Тестирование математической модели производилось на основе сравнения с имеющимися в литературе данными по гелиевому реактору МГР-100 ГТ электрической мощностью 100 МВт [3]. Полученные результаты показали хорошее соответствие с результатами работы [3]. Погрешности по электрической и тепловой мощности

установки составили не более 0,5 %, а по расходу гелия в установке 1,3 %. Погрешность по электрическому КПД цикла находится в диапазоне 0,87...1,2 %.

Результаты исследования

Расчетное исследование выполнено для цикла ГТУ модульного гелиевого реактора тепловой мощностью 250 МВт. Исходные данные для расчета цикла были выбраны на основе анализа имеющихся в литературе данных по КПД элементов ГТУ и эффективности теплообменников, соответствующие достигнутому технологическому уровню в современном газотурбостроении. В расчётах использовались следующие значения теплофизических свойств гелия: удельная теплоёмкость при постоянном давлении $c_p = 5195$ Дж/(кг·К); удельная теплоёмкость при постоянном объёме $c_v = 3117$ Дж/(кг·К); показатель адиабаты $k = 1,6667$.

Степень регенерации цикла определяется выражением

$$\sigma = \frac{T_5 - T_4}{T_7 - T_4}, \quad (3)$$

где T_5 – действительная температура гелия на выходе из регенератора; T_4 – температура гелия на выходе из компрессора; T_7 – температура гелия на выходе из турбины. Важной характеристикой цикла является температурный коэффициент промежуточного охлаждения в компрессоре

$$\tau_k = \frac{T_3}{T_1}, \quad (4)$$

где T_3 – температура на входе в компрессор высокого давления; T_1 – температура на входе в компрессор низкого давления. Степень регенерации цикла и температурный коэффициент промежуточного охлаждения были приняты равными 0,83 и 1,0, соответственно, для режима выработки электроэнергии, 0,83 и 1,04 – для комбинированного режима работы. КПД турбины η_m задавался равным 0,93, КПД

компрессора низкого давления $\eta_{кнд}$ был принят равным 0,875, а КПД компрессора высокого давления $\eta_{квд} = 0,85$.

Результаты расчётов цикла для двух режимов работы ГТУ представлены в таблице 1, а рассчитанные термодинамические диаграммы показаны на рис. 3.

Таблица 1.

Результаты расчёта цикла ГТУ

№ п.п.	Параметр	Режим выработки электроэнергии	Комбинированный режим
1	Потребный расход гелия, кг/с	165,94	160,41
2	Суммарная степень повышения давления гелия в компрессоре	2,397	2,018
3	Степень повышения давления в КНД	1,557	1,465
4	Степень повышения давления в КВД	1,539	1,427
5	Степень понижения давления в турбине	2,078	1,78
6	Работа турбины, кДж	1376,675	1064,975
7	Работа цикла, кДж	706,62	439,97
8	Потребная мощность регенератора, МВт	123,7	123,7
9	Потребная мощность предварительного теплообменника, МВт	132,74	132,74
10	Потребная мощность промежуточного теплообменника, МВт	111,18	65,99
11	Полезная электрическая мощность ГТУ, МВт	115,73	69,66
12	Полезная тепловая мощность ГТУ, МВт	–	182,13
13	Внутренний КПД цикла, %	46,9	28,2
14	Электрический КПД цикла, %	46,3	27,9
15	Коэффициент полезной работы цикла	50,7	30,5
16	Эксергетический КПД цикла	69,7	51,98

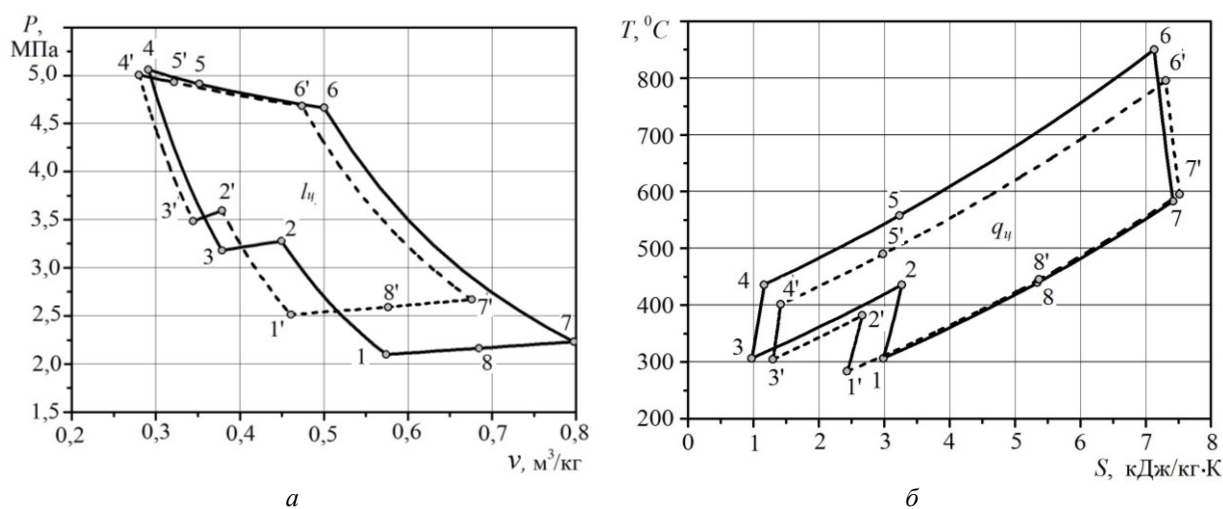


Рис. 3 – Диаграммы цикла ГТУ с тепловой мощностью реактора 250 МВт:
 а – P-v диаграмма; б – T-S диаграммы; сплошная линия – режим выработки электроэнергии;
 пунктирная линия – комбинированный режим

Из полученных результатов следует, что при тепловой мощности реактора 250 МВт в режиме выработки электроэнергии полезная электрическая мощность установки составляет 115,73 МВт, а электрический КПД – 46,3 %. Потребные мощности теплообменного оборудования БПЭ-ГТУ составляют: регенератор – 123,7 МВт; предварительный теплообменник – 132,74 МВт; промежуточный теплообменник – 111,18 МВт. В комбинированном режиме полезная электрическая мощность составляет 69,66 МВт с электрическим КПД 27,86 %, полезная тепловая мощность составляет 182,13 МВт, потребные мощности регенератора, предварительного и промежуточного теплообменников равны 123,7, 132,74 и 65,99 МВт, соответственно.

На практике достижение максимальных (заданных в настоящем исследовании) значений эффективности (КПД) элементов ГТУ и теплообменного оборудования является технологически сложной и, часто – экономически затратной задачей. Поэтому далее рассмотрено влияние отклонения эффективности элементов и параметров цикла от базового значения на электрический КПД термодинамического цикла БПЭ ГТ-МГР.

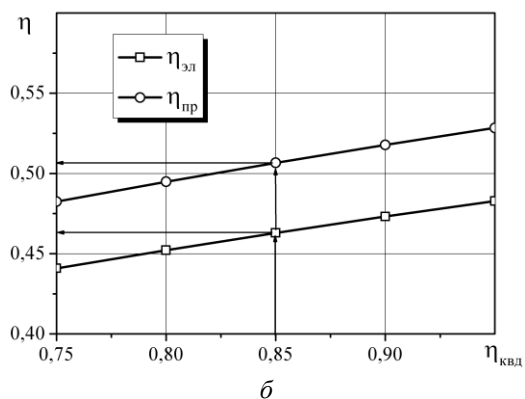
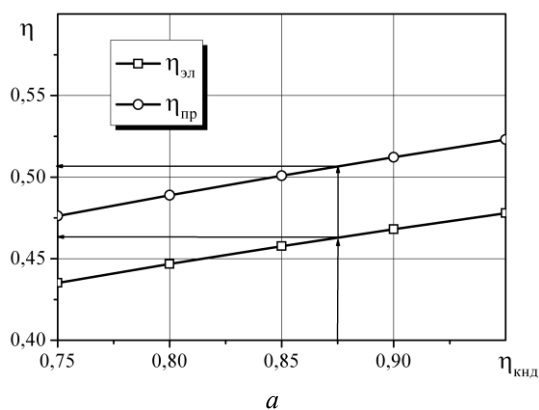


Рис. 4 – Зависимость электрического КПД и КПД полезной работы цикла:
 а – от КПД компрессоров низкого давления;
 б – от КПД высокого давления

величины 0,80 приводит к снижению электрического КПД и КПД полезной работы цикла на 3 и 5 %, соответственно. Для компрессора высокого давления снижение КПД от 0,85 до 0,8 снижает электрический КПД и КПД полезной работы цикла только на 2 и 4 % (рис. 4б). Поскольку часть полной работы турбины используется для привода

На рис. 4 для базового (расчетного) режима (выработка электроэнергии) представлены зависимости электрического КПД цикла ($\eta_{эл}$) и КПД полезной работы цикла ($\eta_{пр}$) от величины КПД компрессора низкого (а) и высокого давления (б). В расчетах изменялись только значения $\eta_{кнд}$ и $\eta_{квд}$, а остальные параметры сохранялись неизменными.

На расчётном режиме работы ГТУ суммарная степень повышения давления в компрессоре составляет $\pi_{к\Sigma} = P_4/P_1 = 2,397$ (P_1, P_4 – давление на входе и выходе из компрессора, соответственно), а оптимальное распределение степени повышения давления в каскадах компрессора согласно зависимости

$$\pi_{кнд}^{опт} = \pi_{к\Sigma}^{0,5} \left(\tau \left(\frac{\eta_{кнд}}{\eta_{квд}} \right) \right)^{\frac{k-1}{2k}} \quad (5)$$

приводит к следующим значениям: $\pi_{кнд} = 1,557$ и $\pi_{квд} = 1,539$ при заданных в расчетах значениях КПД компрессора низкого и высокого давлений $\eta_{кнд} = 0,875$ и $\eta_{квд} = 0,85$, соответственно.

С уменьшением КПД компрессора низкого давления от базового значения (0,875), принятого в расчетах (рис. 4а), до

двухкаскадного компрессора ГТУ, то электрический КПД ГТУ в среднем на 10 % меньше, чем коэффициент полезной работы цикла.

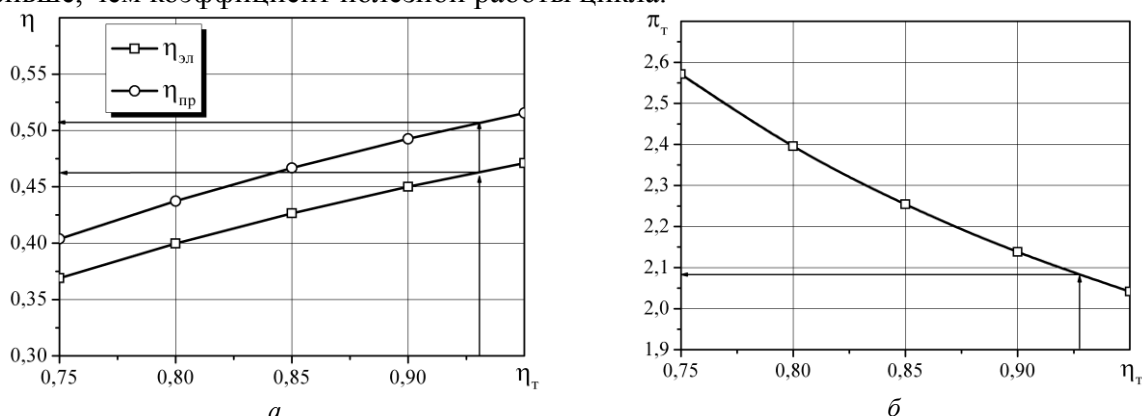


Рис. 5 – Зависимости от КПД гелиевой турбины:
 а – электрического КПД и КПД полезной работы цикла; б – степени понижения давления

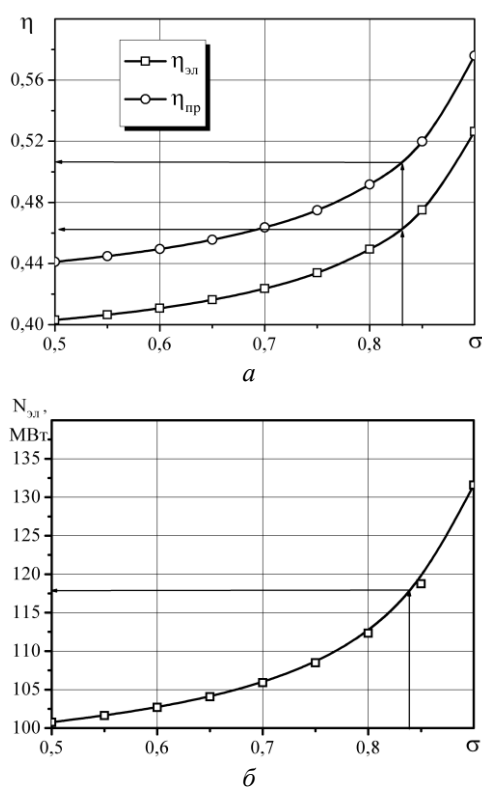


Рис. 6 – Зависимость от степени регенерации теплоты в цикле для режима выработки электроэнергии ($\tau_k = 1,0$): а – электрического КПД и КПД полезной работы цикла; б – электрической мощности ГТУ

мощность установки снижается на 9 % (рис. 6б). При этом электрический КПД и КПД полезной работы цикла уменьшаются на 9 и 9,5 %, соответственно (рис. 6а).

В случае увеличения КПД какого-либо из элементов ЯЭУ по сравнению с базовым значением (компрессора низкого и высокого давления, турбины, регенератора) соответствующий рост электрического КПД и КПД полезной работы цикла можно оценить по графическим зависимостям, приведенным на рис. 4–6. В частности, высокое значение КПД ГТУ сложного цикла достигается при степени регенерации теплоты в

На рис. 5 представлена зависимость электрического КПД, КПД полезной работы цикла и степени понижения давления в турбине от величины КПД гелиевой турбины (все остальные параметры соответствовали базовым значениям) для режима выработки электроэнергии. Расчетное значение КПД турбины было принято равным 0,93 (электрический КПД цикла 46,3 %). При уменьшении КПД турбины от базового значения 0,93 до 0,85 электрический КПД и КПД полезной работы цикла снижаются на 9 и 8,5 %, соответственно, а степень понижения давления в турбине возрастает на 8,5 % до значения 2,255.

Существенное влияние на величину электрического КПД, КПД полезной работы цикла и электрическую мощность ГТУ оказывает степень регенерации теплоты в цикле σ (рис. 6).

Расчеты выполнены для базового режима при значении температурного коэффициента промежуточного охлаждения в компрессоре τ_k равном 1,0. Из рис. 6б следует, что при снижении степени регенерации от базового значения 0,83 до 0,70 электрическая

цикле равной 0,85. Однако, более высокое значение степени регенерации теплоты будет способствовать значительному росту потребной площади поверхности теплообмена в регенераторе теплоты, что приведёт к значительному увеличению его и массы и объёма.

Выводы

1) Выполнено исследование сложного термодинамического цикла БПЭ-ГТУ высокотемпературного газоохлаждаемого гелиевого реактора тепловой мощностью 250 МВт при его работе в режиме выработки электроэнергии и в комбинированном режиме с выработкой тепловой энергии для коммунального теплоснабжения.

2) Основные параметры цикла, показатели мощности и эффективности ГТУ сложного цикла для двух режимов работы – выработки электроэнергии и комбинированного режима определены с учетом того, что КПД элементов ГТУ и эффективность теплообменников соответствуют достигнутому технологическому уровню в современном газотурбостроении.

3) При работе в режиме выработки электроэнергии полезная электрическая мощность установки составляет 115,73 МВт с электрическим КПД 46,3%. В комбинированном режиме электрическая мощность составляет 69,66 МВт с электрическим КПД 27,86%. При этом полезная тепловая мощность установки для использования в коммунальном теплоснабжении составляет 182,13 МВт.

4) Определены потребные мощности теплообменного оборудования БПЭ-ГТУ высокотемпературного гелиевого реактора мощностью 250 МВт; в режиме выработки электроэнергии потребная мощность регенератора составляет 123,7 МВт, предварительного теплообменника – 132,74 МВт, промежуточного теплообменника – 111,18 МВт; в комбинированном режиме – 123,7 МВт, 132,74 МВт и 65,99 МВт соответственно.

5) Уменьшение КПД компрессора низкого и высокого давления от базовых значений (0,875 и 0,85 соответственно) до величины 0,8 приводит к снижению электрического КПД ЯЭУ на 3 и 2% и КПД полезной работы цикла – на 5 и 4%. С уменьшением КПД турбины от базового значения 0,93 до 0,85 электрический КПД и КПД полезной работы цикла снижаются на 9 и 8,5% соответственно, при этом степень понижения давления в турбине возрастает на 8,5%.

Список литературы: 1. Zgliczynski, J. B. The Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) High Efficiency [Электронный ресурс] / J. B. Zgliczynski, F. A. Silady, A. J. Neylan // Cost Competitive, Nuclear Energy for the Next Century. – 1994. – GA-A21610. General Atomics. – Opt. disk (CD-ROM). 2. LaBar, M. P. Status of the GT-MHR for Electricity Production [Электронный ресурс] / M. P. LaBar, A. S. Shenoy, W. A. Simon, E. M. Campbell // World Nuclear Association Annual Symposium 3–5 September 2003. – London, 2003. – 15 p. – Opt. disk (CD-ROM). 3. Столяревский, А. Я. Применение высокотемпературных модульных гелиевых реакторов для теплоснабжения энергоёмких производств [Текст] / А. Я. Столяревский, Н. Г. Кодочигов, А. В. Васяев, В. Ф. Головкин, М. Е. Ганин // Новости теплоснабжения. 2011. – № 2. – С. 39–43. – ISSN 1609-4638. 4. Арсеньев, Л. В. Стационарные газотурбинные установки [Текст] / Л. В. Арсеньев, В. Г. Тырышкин, И. А. Богов и др.; под ред. Л. В. Арсеньева, В. Г. Тырышкина. – Ленинград : Машиностроение, Ленинградское отд. – 1989. – 543 с.

Bibliography (transliterated): 1. Zgliczynski, J. B., F. A. Silady and A. J. Neylan. "The Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) High Efficiency." *Cost Competitive, Nuclear Energy for the Next Century*. GA-A21610. General Atomics. 1994. Opt. disk (CD-ROM). 2. LaBar, M. P., et al. "Status of the GT-MHR for Electricity Production." *World Nuclear Association Annual Symposium 3-5 September 2003*. London, Opt. disk (CD-ROM). 3. Stolyarevskiy, A. Ya., et al. "The use of high-Modular Helium Reactor for heating energy-intensive production." *Novosti teplosnabzheniya* 2 (2011): 39–43. ISSN 1609-4638. Print. 4. Arsenev, L. V., et al. *Statsionarnyye gazoturbinnyye ustanovki*. Ed. L. V. Arseneva, and V. G. Tyryishkina. Leningrad : Mashinostroenie, Leningradskoe otdelenenie, 1989. Print.

Поступила (received) 06.02.2015

УДК 621.165.62-192

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, д-р техн. наук, проф.; проф. НТУУ «КПІ», Київ;
В. А. ПЕШКО, магістрант НТУУ «КПІ», Київ

УПРАВЛЕНИЕ РЕСУРСОМ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Расчетное исследование ресурсных характеристик высокотемпературных корпусных элементов паровой турбины позволяет управлять остаточным ресурсом. Управление остаточным ресурсом обеспечивается изменением режимов эксплуатации, усовершенствованием тепловой схемы, удалением поврежденного металла, изменением конструкции в объемах расширенного капитального ремонта оборудования и т.д. Подача горячего пара соседних энергоблоков на передние концевые уплотнения ЦВД и ЦСД паровой турбины К-200-130 ЛМЗ вызовет улучшение ресурсных характеристик корпусов высокого и среднего давления более, чем на 50 %.

Ключевые слова: управление ресурсом, остаточный ресурс, высокотемпературные элементы паровой турбины, корпус, цилиндр высокого давления, цилиндр среднего давления, тепловая схема ТЭС.

Введение. Большинство стационарных паровых турбин Украины мощностью 200 МВт выработали парковый ресурс [1–3]. В условиях работы в базовых и маневренных режимах управление остаточным ресурсом корпусных деталей паровых турбин важно для обеспечения надежного энергопотребления и снижения затрат на ввод новых энергоблоков.

Анализ основных достижений и литературы. Успешное решение задачи управления остаточным ресурсом возможно как при оснащении турбин современными автоматизированными системами диагностики технического состояния, так и при организации эксплуатационных мероприятий по улучшению ресурсных характеристик высокотемпературных элементов турбины К-200-130.

Цель исследования, постановка задачи. В данной работе приводится расчетное исследование ресурсных характеристик высокотемпературных корпусных элементов паровой турбины К-200-130 ЛМЗ, что позволяет управлять остаточным ресурсом [4–6]. Управление остаточным ресурсом обеспечивается изменением режимов эксплуатации, усовершенствованием тепловой схемы, удалением поврежденного металла, изменением конструкции в объемах расширенного капитального ремонта оборудования и т.д. Эти мероприятия надо проводить в рамках поузловой реконструкции оборудования электростанций.

Материалы исследования. С целью улучшения условий прогрева на пусках из неостывшего и горячего состояний (температура металла в начальный момент пуска порядка 405–460 °С) проведена модернизация схемы подачи пара на уплотнения ЦВД и ЦСД. По данным ТЭС при изменении схемы подачи пара на уплотнения рабочим паром для уплотнений турбины есть горячий пар с температурой 490–500 °С от горячей нитки соседних блоков, подведенный от выпара деаэраторов с давлением 0,6 МПа (рис. 1). Резервным является пар от общего коллектора уплотнений котлотурбинного цеха от выпара деаэраторов 0,6 МПа каждого блока. Через регулятор давления на концевые уплотнения турбины пар подводится в коллектор уплотнений, где поддерживается давление 0,015–0,020 МПа. Для поддержания температуры пара на уплотнениях в пределах 150–200 °С имеется перемычка от соединительной магистрали. Из крайних камер уплотнений паровоздушная смесь отсасывается эжектором в вакуумный охладитель пара ПС-50. Рабочей средой эжектора является пар,

© О.Ю. Черноусенко, В.А. Пешко, 2015

поступающий от выпара деаэратора с давлением 0,6 МПа. В охладителе ПС-50 поддерживается давление 0,095–0,097 МПа. Из промежуточных камер уплотнений производится отвод пара в охладитель ПН-100. Кроме этого, имеется отвод пара из переднего уплотнения ЦВД во второй отбор, а из камер переднего уплотнения ЦСД – в четвертый отбор. На этих отсосах имеются задвижки, которые при нормальных режимах работы находятся в открытом положении. Задвижки закрываются только в том случае, когда подается пар на передние уплотнения ЦВД и ЦСД, для предупреждения повышения недопустимой разницы температуры металла между верхом и низом ЦВД, ЦСД и укорочения роторов ВД и СД. При сбросах нагрузки и пусках из ГС предусмотрен подвод пара от горячей нитки соседних блоков в первые камеры передних уплотнений ЦВД и ЦСД. Температура пара, подаваемого на концевые уплотнения турбины при пуске из холодного состояния, не должна подниматься выше 130–150 °С. Пропаривание с торцов концевых уплотнений не допускается.

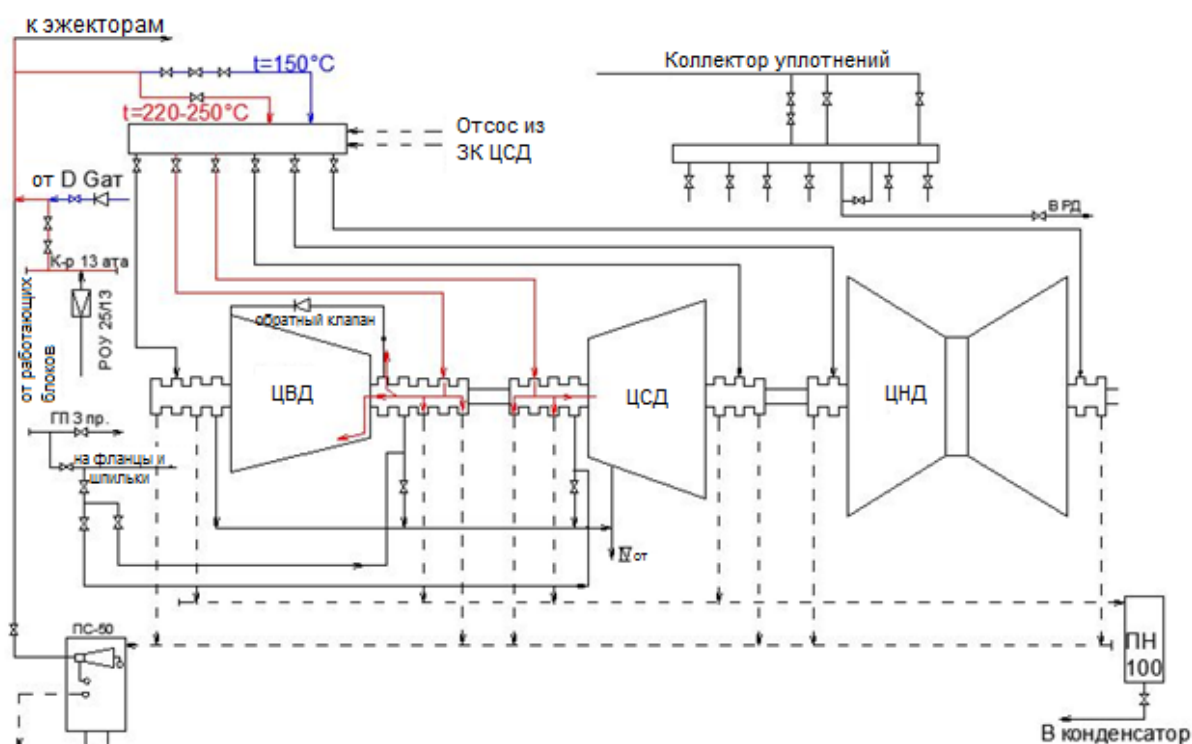


Рис. 1 – Схема уплотнений турбины: ЦВД – цилиндр высокого давления; ЦСД – цилиндр среднего давления; ЦНД – цилиндр низкого давления; ЗК – защитный клапан; РД – расширитель дренажа; ПЗ пр. – паропровод главной паровой задвижки; ПС-50 – вакуумный охладитель пара; ПН 100 – охладитель пара; IV от – 4-й отбор пара; РОУ – редукционно-охлаждающая установка; К-р – коллектор; D – деаэратор; Gat – расход пара

При пуске из горячего состояния в концевые уплотнения турбины подается горячий пар с температурой 490–500 °С от горячей нитки соседних блоков, потому что подача его из деаэраторов с температурой порядка 130–140 °С вызовет в головной части ЦВД и ЦСД резкое охлаждение металла, что способствует деформации цилиндра. Кроме того, проникая в цилиндр, такой «холодный» пар может вызвать резкое увеличение разности температур металла верха и низа цилиндра за счет интенсивного охлаждения его нижней половины.

Лучше всего подавать на уплотнения пар с температурой, близкой к температуре металла (хотя бы в рамках $\pm 30^{\circ}\text{C}$), поэтому на уплотнения подается пар от общей

магистрالی цеха. Самыми горячими, даже после длительного охлаждения, являются передние уплотнения ЦВД и ЦСД, а наиболее холодными бывают концевые уплотнения ЦНД.

Результаты исследования. Для сравнения влияния подачи горячего пара на уплотнения ЦВД и ЦСД на оценку остаточного ресурса корпусов использованы данные расчетов теплового и напряженно-деформированного состояния паровой турбины К-200-130 энергоблока ст. № 4 Кураховской ТЭС, где применена подача холодного пара на уплотнения, и паровой турбины К-200-130 энергоблока ст. № 13 Луганской ТЭС, где использована выше описанная схема подачи пара. Изменение схемы подачи пара на уплотнения при пуске из неостывшего состояния (НС-2) в ЦВД вызовет увеличение градиентов температур в корпусе в зоне передних концевых уплотнений (т. 2 рис. 2а) в 2,5 раза (рис. 2в,г) и в зоне паровпуска (т. 4 рис. 2а и т. 3 рис. 2б) в 2 раза. Другие характерные точки корпуса (т. 1, 5, 6) при подаче горячего пара имеют значительно меньший градиент температур порядка 16 %. Однако различие в градиентах температур для ЦВД с подводом горячего пара на уплотнения существенно меньше по длине корпуса (т. 2, 3, 4, 5 на рис. 2г), чем в случае подвода холодного пара (т. 2, 3, 4, 5 на рис. 2в).

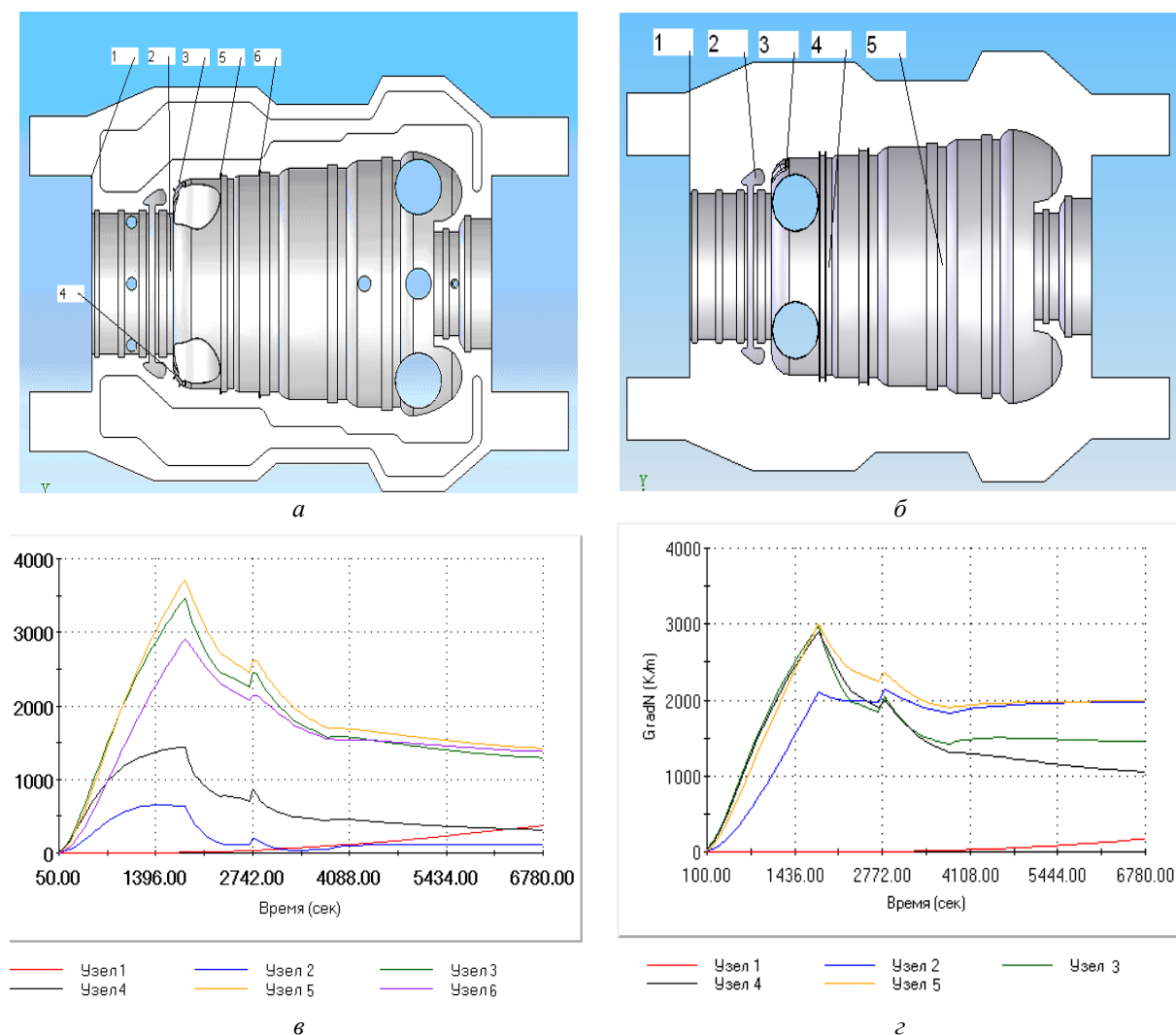


Рис. 2 – Пуск НС-2 для турбины К-200-130-3: характерные сечения ЦВД:
 а – ст. № 4 КТЭС; б – ст. № 13 ЛТЭС; градиент температур: в – № 4 КТЭС; г – № 13 ЛТЭС

Інтенсивності умовних еластичних напружень ЦВД зменшуються на 26 % в початкові періоди пуску при подачі гарячого пари на ущільнення порівняно з подачею холодного пари. В процесі пуску змінення інтенсивності умовних еластичних напружень становить порядку 9 %. Зниження інтенсивності умовних еластичних напружень з $\sigma_{i\max} = 903$ МПа до $\sigma_{i\max} = 668$ МПа (на 26 %) покращує ресурсні характеристики ЦВД порівняно зі схемою подачі холодного пари на передні кінцеві ущільнення.

Вплив подачі гарячого пари на ущільнення ЦВД досліджено на прикладі парової турбіни К-200-130 ст. № 4 КТЭС і ст. № 13 ЛТЭС. Градієнти температури в характерних точках ЦВД змінюються незначительно (рис. 3). В зоні паровпуску на внутрішній поверхні корпусу (т. 4 рис. 3а і т. 3 рис. 3б) зменшення градієнта становить 16 %.

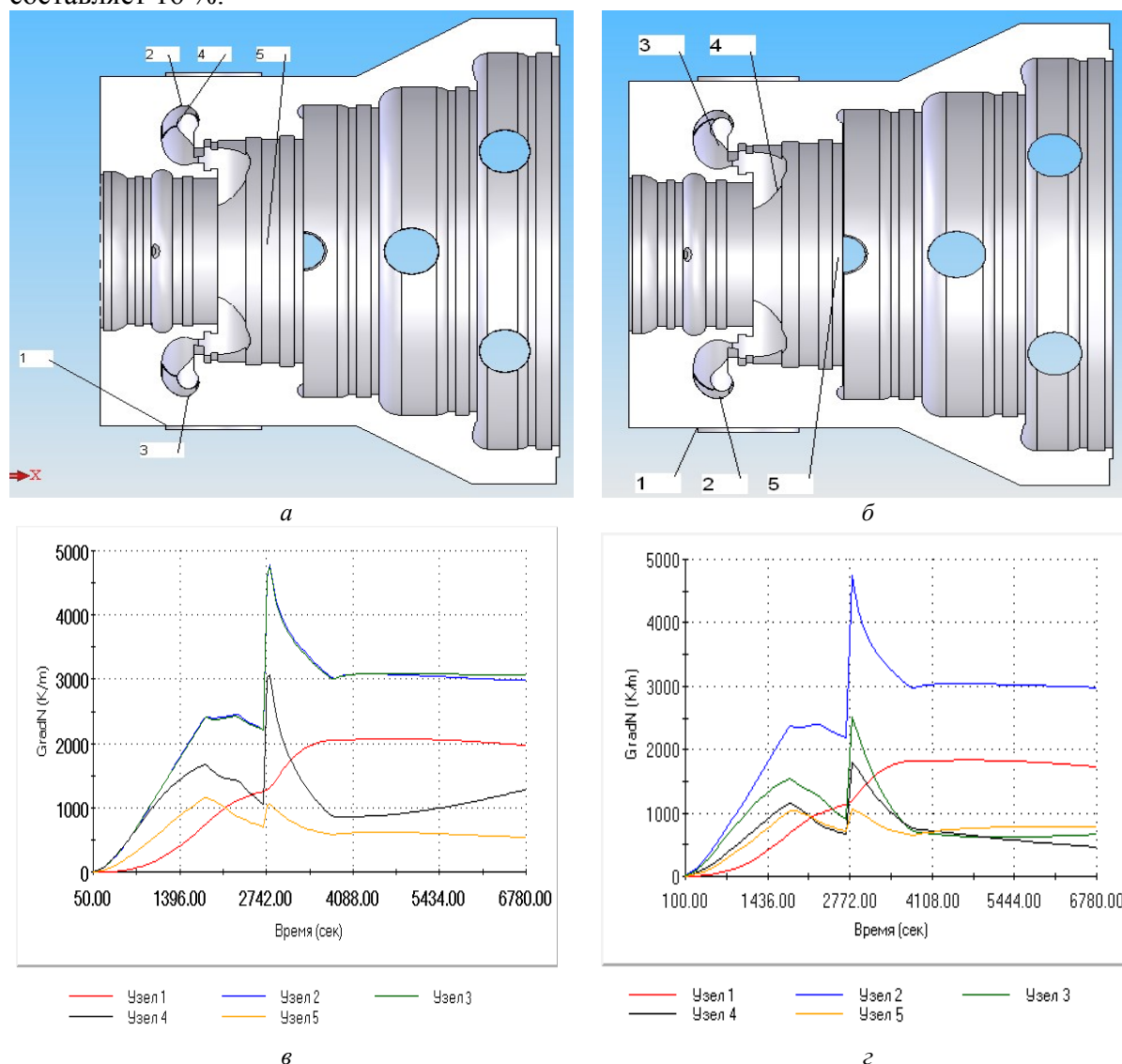


Рис. 3 – Пуск НС-2 турбіни К-200-130: характерні сечення ЦВД: а – ст. № 4 КТЭС; б – ст. № 13 ЛТЭС; градієнт температур ЦВД: в – № 4 КТЭС; г – № 13 ЛТЭС

Поврежденность корпуса ЦВД (горячий пар на передні кінцеві ущільнення) становить 41 %, а для корпусу ЦВД (холодний пар на передні кінцеві ущільнення)

равна 64 %. Остаточный ресурс увеличивается с 103403 часов до 236091 часа при подаче горячего пара на уплотнения.

Тепловое состояние ЦСД ст. № 4 КТЭС и ст. № 13 ЛТЭС при выходе на номинальный режим практически не отличается, а интенсивность условных упругих напряжений снижается на 9 % (с 863 МПа до 786 МПа). Например, интенсивность условных упругих напряжений в характерной точке (т. 2) ЦСД ст. № 4 КТЭС возрастает в процессе пуска от 415 МПа в момент времени $\tau = 1800$ с до 863 МПа в конце пуска $\tau = 6800$ с (рис. 4).

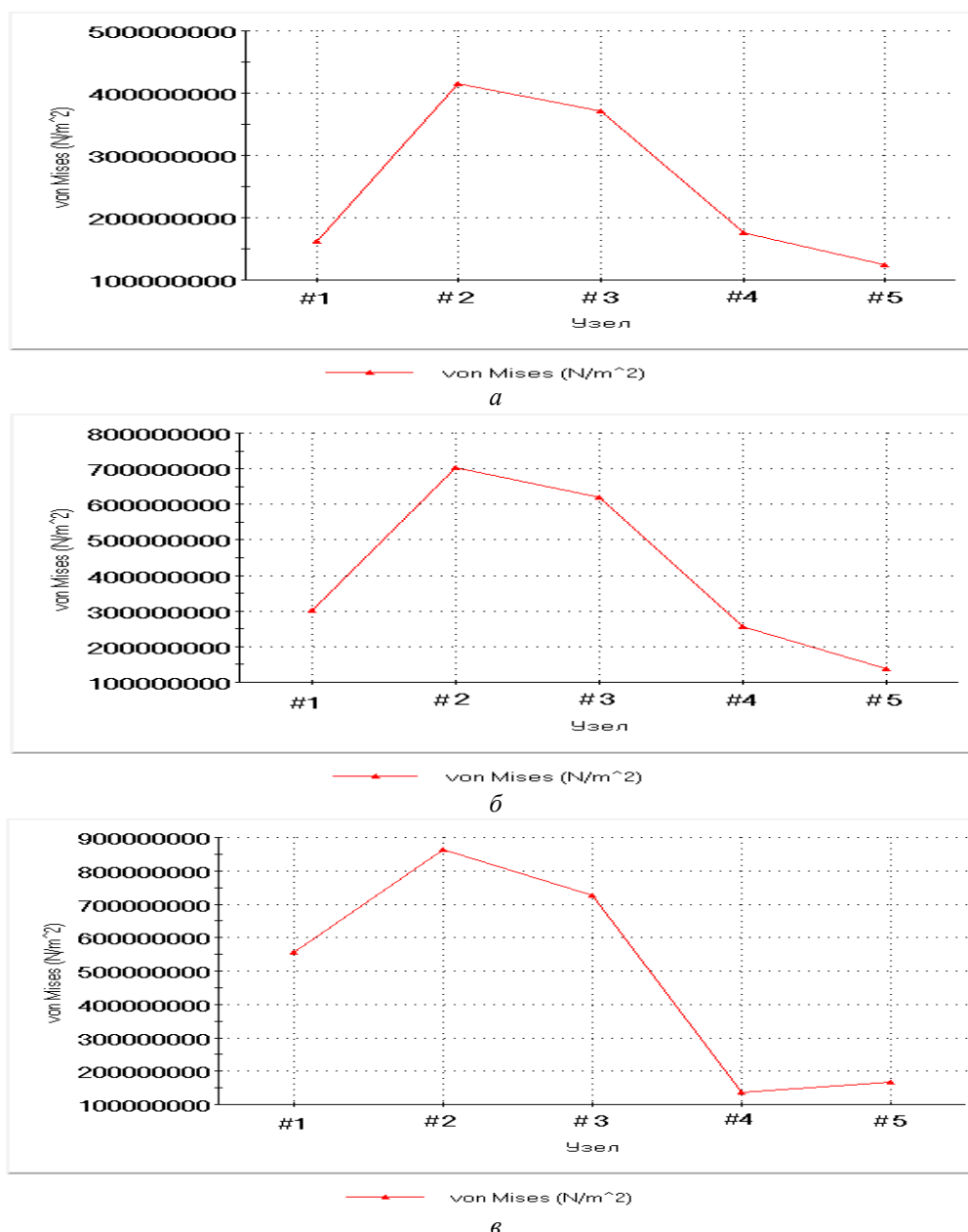


Рис. 4 – Интенсивности условных упругих напряжений при пуске из НС-2 ЦСД турбины К-200-130 ст. № 4 КТЭС:
 $a - \tau = 1800$ с; $б - \tau = 2800$ с; $в - \tau = 6800$ с

Обсуждение результатов. Максимальное снижение интенсивности условных упругих напряжений наблюдается для ЦСД в момент времени $\tau = 2800$ с и равно 13 %. Интенсивность условных упругих напряжений ЦСД ст. № 4 КТЭС составляет 704 МПа и уменьшается до 615 МПа для ЦСД ст. № 13 ЛТЭС при $\tau = 2800$ с при подаче горячего пара на уплотнения, поврежденность снижается с 56 % до 36 %.

Такая модернизация схемы ПТУ К-200-130 позволяет улучшить ресурсные характеристики ЦСД и при незначительных затратах продлить срок эксплуатации энергетического оборудования.

Выводы

Подача горячего пара соседних энергоблоков на передние концевые уплотнения ЦВД и ЦСД паровой турбины К-200-130 ЛМЗ вызовет улучшение ресурсных характеристик корпусов ЦВД и ЦСД более, чем на 50 %.

Проблема дальнейшего обоснованного продления эксплуатации теплонапряженных элементов должна решаться путем совершенствования режимов эксплуатации, схемных модернизаций и конструктивных изменений в этих элементах. Надо использовать полноценный контроль всех нагружающих факторов, совершенствование расчетных методов оценки остаточного ресурса, а также анализ реальных особенностей эксплуатации на основе полноценной документации.

Список литературы: 1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій [Текст]. – Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. 2. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость [Текст]. – М., 1985. – № АЗ-002/7382. – 49 с. 3. 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. 4. Черноусенко, О. Ю. Оценка малоциклового усталости паровой турбины К-200-130-3 с применением программного комплекса ANSYS и COSMOS [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Е. В. Штефан, Д. В. Рындюк, Д. С. Третяк // Энергетика и электрификация. – 2008. – № 3. – С. 42–48. 5. Черноусенко, О. Ю. Обобщение и анализ результатов расчётного исследования индивидуального ресурса корпусов и роторов ЦВД и ЦСД турбины К-200-130 блока 200 МВт [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 107–111. 6. Черноусенко, О. Ю. Комплексная оценка остаточного ресурса паровых турбин на примере К-200-130 [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: сб научн. трудов. – Харьков: ИПМаш им. Подгорного НАНУ, 2010. – № 4. – С. 128–134. – ISSN 0556-171X

Bibliography (transliterated): 1. ND MPE Ukrainy. Kontrol' metalu i prodovzhennja terminu ekspluatacii' osnovnyh elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovyh elektrostantsij. Typova instrukcija. SOU-N MPE 40.17.401:2004. Print. 2. RTM 108.021.103. Detali parovyh stacionarnykh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost'. No AZ-002/7382. Moscow, 1985. Print. 3. RD 34.17.440-96. Metodicheskie ukazaniya o porjadke provedeniya rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovykh turbin i prodlenii sroka ih jekspluatacii sverh parkovogo resursa. Moscow, 1996. Print. 4. Chernousenko, O. Ju., et al. "Ocenka malociklovoj ustalosti parovoj turbiny K-200-130-3 s primeneniem programmnoho kompleksa ANSYS i COSMOS." *Jenergetika i jelektrifikacija*. No 3. 2008. 42–48. Print. 5. Chernousenko, O. Ju. "Obobshhenie i analiz rezul'tatov raschetnogo issledovanija individual'nogo resursa korpusov i rotorov CVD i CSD turbiny K-200-130 bloka 200 MVt." *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU «HPI»*: sb. nauchn. trudov. No 6. Kharkov: NTU «HPI», 2008. 107–111. Print. 6. Chernousenko, O. Ju. "Kompleksnaja ocenka ostatochnogo resursa parovykh turbin na primere K-200-130." *Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija*: sb nauchn. trudov. No 4. Kharkov: IPMash NAS of Ukraine, 2010. 128–134. ISSN 0556-171X

Поступила (received) 01.02.2015

УДК 620.179.14

Н. Г. ШУЛЬЖЕНКО, д-р техн. наук, проф.; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;
П. П. ГОНТАРОВСКИЙ, канд. техн. наук, с.н.с.; с.н.с. ИПМаш НАНУ,
Харьков;
Н. Г. ГАРМАШ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Ю. Г. ЕФРЕМОВ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ України

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ И ОЦЕНКА СРАБАТЫВАНИЯ РЕСУРСА РОТОРОВ ВЫСОКОГО И СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ Т-250/300-240

Представлены основные особенности определения термонапряженного состояния и оценки срабатывания ресурса высокотемпературных роторов высокого и среднего давления паровой турбины Т-250/300-240 на реальных режимах работы турбоагрегата. Для определения фактических режимов работы, граничных условий теплообмена по ступеням и уплотнениям роторов используются данные автоматической системы управления технологическими параметрами (АСУ ТП), определяемые при эксплуатации турбины. Нестационарные температурные поля и термонапряженное состояние в высокотемпературных роторах получены с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Для оценки срабатывания ресурса определяется повреждаемость от малоциклового усталости и ползучести в наиболее опасных зонах роторов.

Ключевые слова: термонапряженное состояние, ротор, турбина, технологические параметры, повреждаемость.

Введение. Для регулирования суточной неравномерности потребления электроэнергии теплофикационные турбины Т-250/300-240 все чаще эксплуатируются на режимах компенсации пиковых нагрузок, которые характеризуются ускоренным срабатыванием ресурса оборудования. При этом значительную часть в накопление повреждаемости материала ротора высокого давления (РВД) при работе на фиксированных параметрах пара с глубокой разгрузкой вносят переходные режимы работы турбоагрегата за счет значительного снижения температуры пара при дросселировании. Результаты ранее проведенных исследований [1] показали, что ресурс турбины Т-250/300-240 определяется напряженностью ее высокотемпературных роторов высокого и среднего давления за счет их повреждаемости от малоциклового усталости (МЦУ) и ползучести. Проблема повышения надежности и безопасности эксплуатации оборудования с минимальными затратами может решаться путем использования новых технологий. Актуальной является оценка термонапряженного состояния и срабатывания ресурса высокотемпературных роторов турбин [2]. При этом важным является учет не только реальных режимов эксплуатации турбоагрегата, которые часто не совпадают с инструкционными, но и порядка их следования. Идентификация этих режимов производится по параметрам системы АСУ ТП. Такие исследования проводились с помощью системы автоматизированной оценки термонапряженного состояния и повреждаемости ротора высокого давления турбины Т-250/300-240 [3]. Система позволяет выявлять наиболее неблагоприятные режимы работы турбоагрегата, которые приводят к повышенному срабатыванию ресурса [4]. В данной работе, в отличие от [4], рассматривается методика оценки срабатывания ресурса ротора среднего давления (РСД-1), при этом диагностирование термонапряженного состояния обоих роторов осуществляется созданной единой автоматизированной системой диагностирования.

© Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Н.Г. Гармаш, Ю.Г. Ефремов, 2015

Постановка задачі. Нагрузка и разгрузка турбоагрегата, обусловленные требованиями энергорынка, осуществляется с различными темпами и величинами изменения мощности. Уменьшение временного интервала при переходе от номинального значения до минимально допустимого при регулировании в сторону уменьшения нагрузки при работе на фиксированных параметрах пара, может вызвать пластические деформации в наиболее напряженных (критических) зонах роторов [1]. Об этом свидетельствуют как расчетные данные по определению интенсивности напряжений, так и появление трещин в таких элементах ротора как галтели на дисках регулирующей ступени, термокомпенсационные канавки диафрагмовых и передних концевых уплотнений.

Одним из средств сохранения ресурса РВД при глубоких разгрузках, наряду с работой при сниженной температуре пара, является работа на скользящих параметрах [5]. Такая технология эксплуатации широко применяется на блоках с барабанными котлами и осваивается на блоках с прямоточными котлами [5]. При работе на скользящих параметрах пара повреждаемость ротора высокого давления на ежедневных переходных режимах турбоагрегата за счет дросселирования пара теряет свою актуальность и большее внимание привлекает массивный ротор среднего давления, который повреждается как на пусковых режимах, так и при ползучести из-за более высокого уровня напряжений, чем в РВД, на расточке в районе 13-ой ступени. Поэтому для оценки срабатывания ресурса турбины Т-250/300-240 необходимо диагностирование термонапряженного состояния в наиболее нагруженных зонах обоих высокотемпературных роторов.

Материалы исследования. Проведенные расчеты теплового и термонапряженного состояний РСД-1 на различных режимах работы показали, что наибольшие повреждения от МЦУ появляются в районе переднего концевого уплотнения (ПКУ) и диафрагменного уплотнения (ДУ) 14 ступени [1], а от ползучести – на расточке в районе 13 и 14 ступени. Диагностика теплового и термонапряженного состояния осуществлялась путем решения осесимметричных задач теплопроводности и термомеханики с использованием метода конечных элементов. Определение нестационарных температурных полей и расчеты кинетики напряженно-деформированного состояния выполняются с использованием методик, позволяющих последовательно решать обе задачи с учетом изменяющихся во времени граничных условий и зависимости свойств материала от температуры. Это позволяет точнее определять максимальные значения напряжений и время их достижения, лишает погрешностей аппроксимации температурных полей и уменьшает трудоемкость расчетов. Для этого используются методики, базирующиеся на МКЭ и разрешающие учитывать важные факторы, необходимые при расчетах напряженно-деформированного состояния элементов энергетического оборудования: сложную геометрию объектов; изменяющиеся во времени граничные условия; неоднородность свойств материала и т.п.

При проведении исследований для РВД И РСД-1 рассматривались два уровня дискретизации меридионального сечения на конечные элементы – с грубой и детальной сетками. Подробная дискретизация использовалась для определения термонапряженного состояния при различных пуско-остановочных и переменных режимах работы. При этом после анализа результатов, были установлены наиболее опасные зоны обоих высокотемпературных роторов, уровень напряжений в которых наиболее высокий (рис. 1). Эти зоны и определяют срабатывание ресурса высокотемпературных роторов в целом. В системе диагностики термонапряженного

состояния и оценки срабатывания ресурса турбины на фактических режимах работы турбоагрегата в автоматизированном режиме использовалась грубая дискретизация.



Рис. 1 – Расчетная схема РВД и РСД-1

Она не учитывает все детали геометрии тепловых канавок, а термонапряженное состояние на дне тепловых канавок вычисляется с использованием коэффициентов концентрации по номинальным напряжениям на поверхности и на глубине дна тепловых канавок согласно [6]

$$\sigma_{i \max} = \sigma_{i1} + 2 \sqrt{\frac{h}{\rho}} (0,42\sigma_{i0} + 0,58\sigma_{i1}) A, \quad (1)$$

где σ_{i0} – интенсивность напряжений на радиусе дна тепловой канавки; σ_{i1} – интенсивность напряжений на поверхности ротора в зоне канавки; h – глубина канавки; ρ – радиус кривизны канавки; $A = 1 - e^{-0,3l/h}$, где l – расстояние между канавками.

Величины коэффициентов, которые входят в формулы для вычисления напряжений с учетом их концентрации, были скорректированы для совпадения с результатами, полученными по расчетной схеме с детальной дискретизацией.

Повреждаемость от малоциклового усталости при сложной нерегулярной нагрузке определяется по местным условно упругим напряжениям с помощью методики, разработанной на базе принципа Нейбера [4, 7]. При этом используются модель Мазинга-Афанасьева, эффект памяти материала, замкнутость циклов нагружения, размах эквивалентных упруго-пластических деформаций в циклах и правило линейного суммирования повреждений. Повреждения рассчитываются по амплитудным значениям эквивалентных условно упругих деформаций в зонах диагностирования и так называемым расчетным температурам в этих зонах с использованием обобщенной диаграммы упруго-пластического циклического деформирования стали и изотермических экспериментальных кривых МЦУ [7].

В цельнокованых роторах паровых турбин, которые испытывают влияние высоких температур, особое внимание отводится поверхности осевого канала (расточка), поскольку напряжение в этих зонах обусловлены, в основном, центробежными силами, и там могут оставаться не выявленными литейные микродефекты. Максимальные напряжения на поверхности расточки роторов наблюдаются в районе последних ступеней, где лопатки имеют максимальную длину и наиболее интенсивно нагружают ротор. Однако, более всего опасной, с точки зрения исчерпания ресурса по длительной прочности, оказывается область, расположенная под двумя первыми ступенями, где температура металла максимальна.

Зона осевого канала высокотемпературных роторов турбины Т-250/300-240 является максимально напряженной вследствие массивности дисков. На стационарном режиме в этой зоне температура может достигать 515 °С, поэтому при определении повреждаемости от ползучести целесообразно рассматривать именно эту зону. В результате проведенных исследований было установлено, что поверхность расточки вследствие высоких напряжений и температуры в наибольшей мере подвергается действию ползучести. Поэтому оценка повреждаемости материала от ползучести проводится в 6 и 11 зонах диагностирования (рис. 1). Зоной контроля повреждаемости

металла от ползучести есть также передняя галтель диска первой ступени (зона 7, рис. 1), где температура металла на стационарном режиме максимальная и достигает 521 °С. Следует отметить, что в зоне 7 могут наблюдаться существенные повреждения и от МЦУ. В работе используется численное моделирование высокотемпературной ползучести ротора с применением уравнений теории типа течения с анизотропным упрочнением, которые учитывают направленный характер упрочнения и явление обратной ползучести [7].

Срабатывание ресурса высокотемпературных роторов паровых турбин существенно зависит от качества проведения пуско-остановочных режимов, что подтверждается фактическими данными эксплуатации. Поэтому для обеспечения безаварийной работы оборудования возникает необходимость организации непрерывного (эксплуатационного) контроля термонапряженного состояния роторов высокого и среднего давления на фактических режимах работы.

Созданное методическое и программное обеспечение позволяет определять накопление повреждений в наиболее опасных зонах высокотемпературных роторов в процессе эксплуатации. Как показали ранее проведенные исследования срабатывания ресурса высокотемпературных роторов турбины Т-250/300-240 [1], от ползучести повреждаемость больше в роторе среднего давления. При пуско-остановочных режимах в тепловых канавках ПКУ больше повреждается РВД и меньше РСД-1 (при пусках из горячего состояния). При пусках из холодного состояния наибольшие повреждения возникают в районе первого диафрагмового уплотнения и внутреннего уплотнения РВД и несколько меньшие – в первом диафрагмовом уплотнении РСД-1. В канавках ПКУ РВД при пусках из неостывшего и холодного состояния повреждения значительно меньше.

Созданная ранее автоматизированная система диагностики термонапряженного состояния и оценки ресурса [3, 4] была значительно расширена с учетом особенностей работы турбоагрегата на скользящих параметрах. Для успешного ее функционирования для обоих высокотемпературных роторов потребовалось использование дополнительных технологических параметров. Кроме частоты вращения ротора $\omega(t)$; температуры острого пара перед стопорными клапанами $T_n(t)$, усредняющегося по данным для правой и левой нитей трубопроводов; давления острого пара перед стопорными клапанами $P_n(t)$; активной мощности генератора $N_r(t)$; расхода острого пара $G(t)$; температуры пара в стационарном коллекторе $T_k(t)$, поступающего на лабиринтные уплотнения цилиндра высокого давления; давления пара в коллекторе $P_k(t)$; давления в конденсаторе $P_w(t)$, которые получались с АСУ ТП ранее, использовалась температура промперегрева $T_{пп}(t)$.

Выбранные технологические параметры АСУ ТП архивируются каждые 30 секунд в виде отдельных файлов за определенный период. По этим данным с помощью специального программного обеспечения анализируется изменение параметров и готовится новый файл, в котором задаются шаги по времени и значение параметров для вычисления граничных условий теплообмена. Этот файл, а также файл, в котором находятся данные расчетной схемы роторов, свойства материала и другая необходимая информация, используются программным модулем для вычисления повреждений за определенный отрезок времени с учетом реальной истории нагружения.

Программное обеспечение по изменению технологических параметров во времени позволяет определять режим работы турбины, в соответствии с которым по специальным таблицам и алгоритмам [3] определяются граничные условия

теплообмена на участках высокотемпературных роторов. Для РСД-1 эти таблицы были получены и занесены в систему диагностирования, для РВД – скорректированы с учетом особенностей работы на скользящих параметрах. Далее на их основе моделируются нестационарные температурные поля и термонапряженное состояние в роторах, на основе которых вычисляется повреждение материала от МЦУ и ползучести в выбранных для диагностирования опасных зонах роторов (рис. 1). Повреждаемость от каждого замкнутого цикла нагружения и накопленные повреждения за весь период работы турбины архивируются в специальных электронных журналах автоматизированной системы диагностирования [3, 4].

Работоспособность предложенных алгоритмов и разработанного программного обеспечения проверена с использованием реальных параметров АСУ ТП турбоагрегата Т-250/300-240 Киевской ТЕС-5. Возможности графического интерфейса системы диагностирования [4], позволяющего за любые сутки провести анализ изменения параметров АСУ ТП, определяющих режим работы турбоагрегата, изменение во времени температур и напряжений и получить информацию о дате и времени поврежденности от малоциклового усталости и ползучести в точках диагностирования, были расширены с учетом дополнительных технологических параметров, а также данных для ротора среднего давления. В качестве примера, на рис. 2 представлено изменение во времени параметров АСУ ТП, температур и эквивалентных напряжений в точках 1–5 ротора высокого давления и 11–12 ротора среднего давления (рис. 1) 23.10.2014 г., полученные при диагностировании термонапряженного состояния высокотемпературных роторов турбины с использованием реальных параметров АСУ ТП турбоагрегата Т-250/300-240 за октябрь 2014 г.

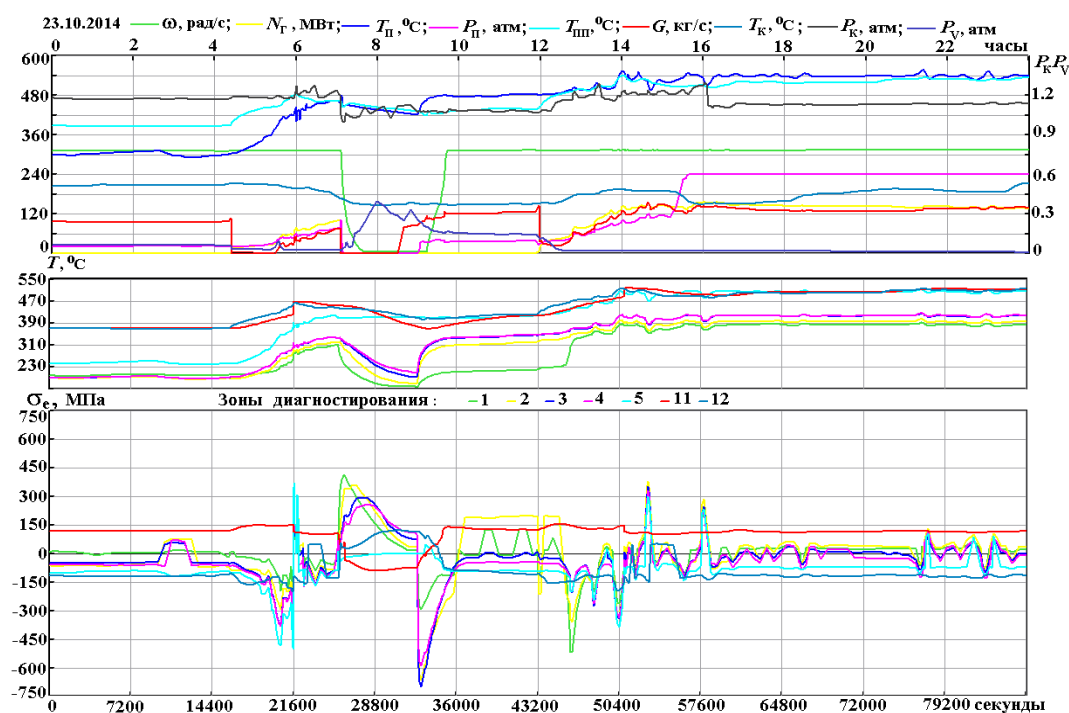


Рис. 2 – Изменение во времени технологических параметров АСУ ТП, температур и напряжений в точках диагностирования РВД и РСД-1

Выводы. В работе излагается впервые созданная методика одновременной оценки срабатывания ресурса РВД и РСД-1 на примере роторов турбины Т-250/300-240. Диагностирование термонапряженного состояния и оценка ресурса

высокотемпературных роторов высокого и среднего давления турбины Т-250/300-240 производится на фактических режимах эксплуатации турбоагрегата с учетом истории нагружения материала и использованием его экспериментальных прочностных характеристик, зависящих от температуры. Режимы работы определяются по технологическим параметрам, получаемым от АСУ ТП, установленной на турбоагрегате. Система автоматизированной оценки термонапряженного состояния и повреждаемости высокотемпературных роторов турбины Т-250/300-240 позволяет оценить срабатывание ресурса в процессе эксплуатации, определить наиболее опасные пуско-остановочные режимы работы по критерию срабатывания ресурса и выработать рекомендации для проведения щадящих маневренных режимов турбоагрегата, что позволяет повысить надежность и безопасность его работы.

Список литературы: 1. Шульженко, Н. Г. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований) [Текст] : моногр. / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Б. Ф. Зайцев. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. – 370 с. – ISBN: 978-3-8465-1493-1. 2. Определение расчетного 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. 3. Розробка системи діагностики термонапруженого стану та лічильника ресурсу роторів турбін (проект 2.10) [Текст] / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Ю. І. Матюхін, Н. Г. Гармаш, В. П. Гонтаровський // Цільова комплексна програма НАН України «Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин»: збірник наукових статей за результатами, отриманими в 2010–2012 рр. – Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України. – Київ, 2012. – С. 250–256. 4. Шульженко, Н. Г. Автоматизированная оценка срабатывания ресурса высокотемпературного ротора турбины [Текст] / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Ю. И. Матюхин, Н. Г. Гармаш, В. П. Гонтаровский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 39–45. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. 5. Мацевитый, Ю. М. Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путем модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации [Текст] : моногр. / Ю. М. Мацевитый [и др.]. – Киев : Научная мысль, 2008. – 366 с. 6. РТМ 108.021.103-85. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость [Текст]. – Взамен РТМ 108.021.103-76 ; введ. 01.07.86. – Ленинград : НПО ЦКТИ, 1986. – 48 с. 7. Методика оперативної оцінки пошкодженості матеріалу ротора турбіни при циклічному навантаженні і повзучості [Текст] / М. Г. Шульженко, Ю. І. Матюхін, Н. Г. Гармаш, О. В. Пожидаев, В. П. Гонтаровський // Пробл. машиностроения. – 2011. – Т. 14, № 5. – С. 46–52. – ISSN 0131-2928.

Bibliography (transliterated): 1. Shul'zhenko, N. G., P. P. Gontarovskij and B. F. Zajcev. *Zadachi termoprochnosti, vibrodiagnostiki i resursa jenergoagregatov (modeli, metody, rezul'taty issledovanij)*. Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. ISBN: 978-3-8465-1493-1. Print. 2. Shul'zhenko, N. G., et al. *Opredelenie raschetnogo resursa i ocenka zhivuchesti rotorov i korpusnyh detalej turbin. Metodicheskie ukazaniya: SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011*. Kiev : OEP "GRIFRJe" ; M-vo jenergetiki i ugol'noj promyshlennosti Ukrainy, 2011. Print. 3. Shul'zhenko, N. G., et al. "Rozrobka systemy diagnostyky termonapruzhеного стану та lichyl'nyka resursu rotoriv turbin (proekt 2.10)." *Cil'ova kompleksna programma NAN Ukrai'ny "Problemy resursu i bezpeky ekspluatacii' konstrukcij, sporud ta mashyn": zbirnyk naukovykh statej za rezul'tatamy, otrymanymy v 2010–2012 g.* Kiev : Instytut elektrozvarjuvannja im. Je.O. Patona NAN Ukrai'ny, 2012. Pint. 4. Shul'zhenko, N. G., et al. "Avtomatizirovannaja ocenka srbatyvanija resursa vysokotemperaturnogo rotora turbiny." *Visnyk NTU "KhPI". Serija: Energetychni ta teplofizychni procesy j ustatkuvannja.* No 13(1056). Kharkiv : NTU "HPI", 2014. 39–45. ISSN 2078-774X. Print. 5. Macevityj, Ju. M., et al. *Povyshenie jenergojeffektivnosti raboty turboustanovok TJeS i TJeC putem modernizacii, rekonstrukcii i sovershenstvovanija rezhimov ih jekspluatacii*. Kiev : Nauchnaja mysl', 2008. Print. 6. РТМ 108.021.103-85. *Detali parovyh stacionarnykh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost'*. Leningrad : NPO CKTI, 1986. Print. 7. Shul'zhenko, M. G., et al. "Metodika operativnoї ocinki poshkodzenosti materialu rotora turbini pri ciklichnomu navantazheni i povzuchosti." *Probl. mashinostroenija.* No 14.5. 2011. 46–52. ISSN 0131-2928.

Поступила (received) 02.01.2015

УДК 531.781.2

Ю. А. ГУСЕВ, канд. техн. наук, доц.; проф. Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков;

КАХРАИ КАМБИЗ, аспирант Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков;

Г. А. ПРОЧАН, главный конструктор ГП «ЗМКБ Прогресс», Запорожье;

Ю. А. ЯКОВЛЕВ, начальник ЭИО ГП «ЗМКБ Прогресс», Запорожье

ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГТД С ПРИМЕНЕНИЕМ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПЛЕНОЧНЫХ ТЕНЗОРЕЗИСТОРОВ

Приведены условия, при которых проводятся исследования вибронапряженного состояния лопаток турбин ГТД с применением тензорезисторов. Рассматриваются тензорезисторы с пленочным чувствительным элементом (ВПТ) на основе платины и металлокерамики и изолятором – подложкой из высокотемпературного цемента фосфатного твердения и методика исследований вибродеформаций элементов ГТД с их применением. Приведены результаты испытаний высокотемпературного пленочного тензорезистора на вибропрочность и схема технологического процесса их закрепления (нанесения) на лопатке турбины. Приведены результаты применения высокотемпературных пленочных тензорезисторов.

Ключевые слова: тензорезистор, чувствительный элемент, изолятор-подложка, связующее, газотурбинный двигатель, турбокомпрессор, рабочая лопатка, вибропрочность, резонанс.

Введение

Рассматриваются исследования вибронапряженного состояния элементов ГТД с применением высокотемпературных пленочных тензорезисторов (ВПТ), работающих в сложных условиях: воздействие высокоскоростных (до 600 м/с) и химически агрессивных газовых потоков с температурой до (1300–1500) °С, приводящее к значительным механическим нагрузкам и эрозионным явлениям. Высокие обороты роторов вызывают предельно высокие растягивающие напряжения от центробежных сил [1, 2].

Чувствительный элемент (ЧЭ) тензорезистора выполнен в виде пленки платины, а также из композиций платина – керамики. Изолятор – подложка – цемент фосфатного твердения. Суммарная толщина ВПТ не превышает 100–150 мкм, а база тензорезистора – 2–4 мм. Малая толщина тензорезистора, а также надежная диффузионная связь изолятора – подложки с телом исследуемой детали [1, 2] обеспечивают их высокую вибропрочность и значительный ресурс в сложных условиях работы ГТД.

Методика исследований вибродеформаций элементов ГТД с применением ВПТ заключается в нанесении ВПТ на исследуемую деталь; выборе и проверке регистрирующей аппаратуры и предварительной ее калибровке, проведении измерений, обработке результатов измерений.

Высокий температурный коэффициент сопротивления (т.к.с.) ЧЭ позволяет использовать ВПТ для одновременного измерения деформации и температуры лопатки в месте закрепления ВПТ.

Нами была разработана измерительная схема для ВПТ (рис. 1), основанная на потенциометрическом способе подключения и позволяющая проводить одновременные измерения динамической деформации и температуры. На ВПТ 3 (см. рис. 1) через балластное сопротивление 2 подается постоянное напряжение от стабилизированного источника питания 1. Переменная составляющая напряжения, возникающая вследствие изменения сопротивления чувствительного элемента под влиянием динамической

© Ю.А. Гусев, Кахраи Камбиз, Г.А. Прочан, Ю.А. Яковлев, 2015

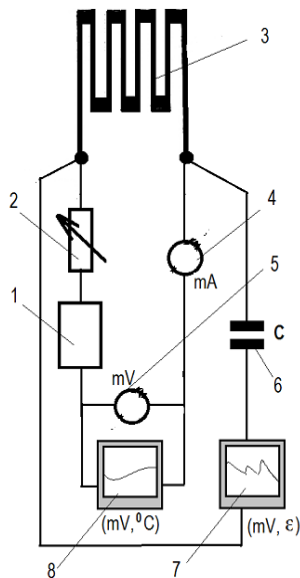


Рис. 1 – Потенциометрическая схема подключения ВПТ для одновременного измерения динамической деформации и температуры: 1 – источник напряжения; 2 – регулировочное сопротивление; 3 – ВПТ; 4 и 5 – приборы для градуировки измерительного канала; 6 – разделительный конденсатор; 7 и 8 – ПЭВМ для регистрации деформации и температуры

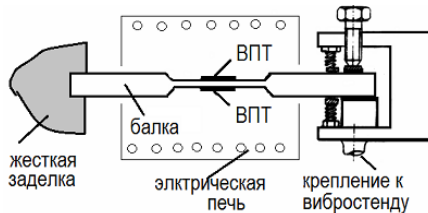


Рис. 2 – Конструктивная схема вибрационной установки типа П-594: 1 – упругий элемент; 2 – ВПТ

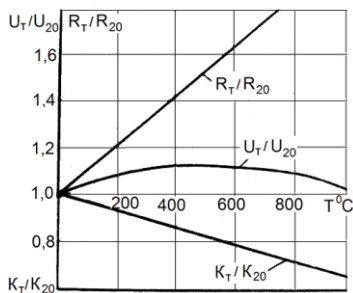


Рис. 3 – Изменение выходного сигнала – (U_T/U_{20}) ВПТ с платина-керамическим чувствительным элементом, температурной характеристики – (R_T/R_{20}) и функции тензочувствительности – (K_T/K_{20}) в зависимости от температуры

деформации, через разделительный конденсатор 6 подается и регистрируется на ПЭВМ 7. Постоянная или медленно изменяющаяся температурная составляющая сигнала тензорезистора фиксируется ПЭВМ 8. Для настройки измерительного канала используются цифровой миллиамперметр и милливольтметр – 4, 5.

Предварительная градуировка измерительного канала проводилась с помощью камертонного устройства [3] в диапазоне температур 20–1100 °С.

Исследования ВПТ на вибропрочность

Испытания проводились на вибрационной установке, конструктивная схема которой представлена на рис. 2. Упругий элемент (балка) с закрепленным на нем ВПТ устанавливается на стойке вибростенда. Противоположный конец балки закрепляется жестко в специальной станине. Для нагрева образца использовалась электрическая печь. Уровень деформации, воспринимаемый балкой, определялся по величине ее прогиба, регистрируемого с помощью катетометра КМ-8. Температура образца в месте закрепления ВПТ определялась хромель-алюмелевой термопарой.

Сигнал от ВПТ регистрировался по схеме, приведенной на рис. 1, а электроизоляционные свойства изолятора-подложки измерялись с помощью мегометра типа МОМ-3.

В качестве измеряемых параметров была выбрана: выходной сигнал ВПТ – U_T , температура T с сопротивлением чувствительного элемента ВПТ – R_T , сопротивление изоляции – $РИЗ$ и динамическая деформация – ϵ . При этом анализировалась зависимость выходного сигнала от температуры при фиксированных значениях динамической деформации и тока питания ВПТ. Воспроизводимость характеристики проверялась при 6-ти циклических нагревах от 200 °С до 1000 °С и уровне вибрдеформации до $\pm 60 \cdot 10^{-5}$ единиц относительной деформации– (е.о.д).

Исследованиями стабильности характеристик ВПТ проводилось при

температуре 1000 °С, динамической деформации до $\pm 60 \cdot 10^{-5}$ е.о.д и частоте колебаний порядка 100 Гц и представлены на рис. 3.

При испытаниях на вибропрочность ВПТ балки с тензOMETрами нагревались до температуры 1000 С и нагружались динамической деформацией – $(50-60) \cdot 10^{-5}$ е.о.д. При этом регистрировалось количество циклов деформирования, которые выдерживает ВПТ до разрушения. Рабочий ресурс ВПТ составляет $5 \cdot 10^6$ и более циклов деформирования, что в 5–20 раз больше рабочего ресурса тензорезисторов с чувствительными элементами из нихромовой проволоки, являющихся в настоящее время основным средством измерения динамических деформации деталей ГТД.

Исследование вибросостояния лопатки турбины малоразмерного ГТД

Для тензометрирования были выбраны рабочие лопатки турбокомпрессора (ТК) турбовального двигателя АИ–450М. Материал рабочих лопаток – жаропрочный сплав ЖС32. Тензорезисторы наносились в местах максимальных вибрационных напряжений лопаток – у входной кромки пера со стороны «спинки», для регистрации колебаний лопатки по основному тону (первая изгибная форма), и корневого сечения «корыта» для анализа высокочастотной изгибно-крутильной форм колебаний рис. 4.

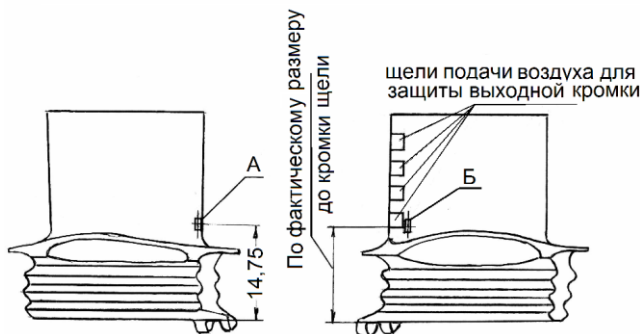


Рис. 4 – Лопатки турбины турбо-компрессора препарированные ВПТ

Процесс закрепления (создания) пленочных тензорезисторов на поверхности лопаток турбин состоит из следующих этапов: создание изолятор-подложки, нанесение металлической пленки ЧЭ и отводящих низкоомных пленок, подсоединение отводящих проводников и может быть представлен схемой технологического процесса рис. 5.

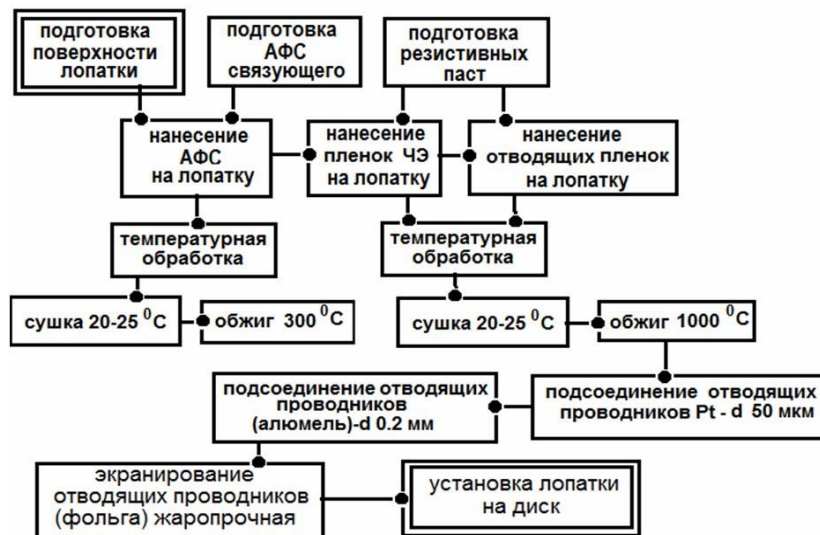


Рис. 5 – Схема технологического процесса нанесения ВПТ на лопатку турбины

Особенности препарирования лопаток ВПТ позволили получить малобазные тензорезисторы с толщиной 100–150 мкм, в то же время суммарная толщина нихромовых проволочных тензорезисторов составила около 1 мм. Отводящие проводники ВПТ были подсоединены к чувствительным элементам способом вжигания электропроводящих паст.

Общий вид лопаток турбины, препарированных ВПТ, представлены на рис. 5, а диск турбины с ВПТ на рис. 6.



Рис. 6 – Диск турбины турбо-компрессора с закрепленными ВПТ

Тензометрированное РЛ проведено до максимально допустимой в эксплуатации частоты вращения ротора $n = 55430$ об/мин, а также при $n = 57400$ об/мин составляющие от требуемой нормативными документами величину 103 %.

Наибольшие вибрационные напряжения в РЛ ТК составляют:

– $\sigma_{\max} = 3,7$ кгс/мм² (1-я изгибная форма) – $n = 50820$ об/мин, $K = 12$, $f = 10164$ 1/с;

– $\sigma_{\max} = 5$ кгс/мм² (высокочастотная форма колебаний) – $n = 53180$ об/мин, $K = 19$, $f = 16843$ 1/с.

В течение этих испытаний была достигнута значительная наработка РЛ циклов колебаний на резонансах с кратностями частот $K = 12$ и $K = 19$ многократно превысившая стандартную базу испытаний $N_6 = 2 \cdot 10^7$ при исследованиях на выносливость деталей ГТД.

При частоте вращения ротора $n = 57400$ имеет место резонансные колебания РЛ с кратностью $K = 10$ и с уровнем напряжений $\sigma_{\max} = 1,5$ кгс/мм².

Распределение вибрационных напряжений в исследуемых лопатках ТК двигателя (тензорезистор – Б), при различных резонансных режимах их работы, в зависимости от оборотов ротора представлено на рис. 7.

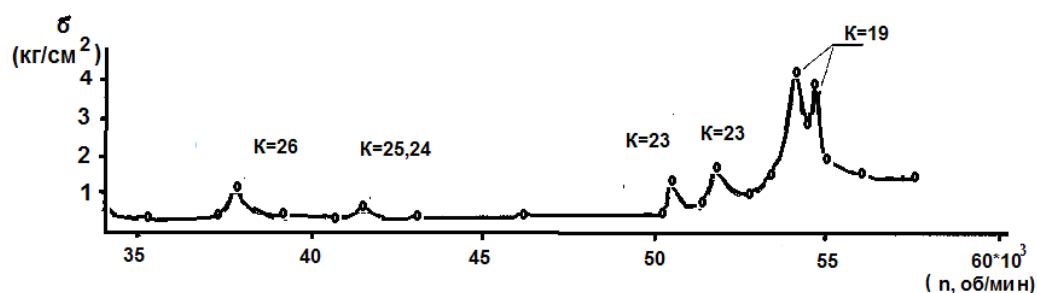


Рис. 7 – Распределение вибрационных напряжений в исследуемых лопатках турбины ТК, при различных резонансных режимах их работы

Виброметрия «тонкостенной» компрессорной лопатки турбовального двигателя

В лаборатории вибро-прочностных испытаний Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» были выполнены исследования вибро-напряженного состояния компрессорной лопатки ТВД ТВ-3-117 с использованием ВПТ. Была поставлена задача определения вибронапряжений малоразмерной компрессорной лопатки и степени влияния препарировки тензометров на частоту первой формы ее изгибных колебаний. Анализируемая лопатка последней ступени компрессора имеет высоту пера – 14 мм и толщину профиля у корневого сечения 0,6 мм. Условия работы компрессорной лопатки в общих чертах можно охарактеризовать следующими параметрами: температура лопатки (400–450) °С, частота вращения ротора до 20000 об/мин, расчетная частота первой формы собственных колебаний 3500 Гц. Материал лопатки сплав ЭП-479 (ІХІ6Н2).

Высокий температурный режим работы анализируемой лопатки предусматривает применение обычных проволочных нихромовых высокотемпературных тензорезисторов со связующим цементом Ц165-32А. Их применение приводит к существенному изменению жесткости лопатки за счет увеличения суммарной толщины и в свою очередь к значительным изменениям собственных частот до 10–15 % и до 200–300 % по амплитудам колебаний лопатки.



Рис. 8 – Малоразмерная лопатка компрессора с малобазным ВПТ

Были выбраны ВПТ с эмалевыми изоляторами-подложками из ЭЖ-1000 и платиновым чувствительным элементом типа 1. База ВПТ в связи с малыми размерами лопатки была выбрана 2 мм, номинальное сопротивление чувствительного элемента при однопетлевой конструкции тензорезистора составляло 20 Ом. Тензорезисторы размещались в корневом сечении лопатки (рис. 8) с целью определения вибронапряжений, обусловленных первой изгибной формой колебания лопатки.

Для проведения сравнительных исследований на трех компрессорных лопатках были закреплены обычные проволочные тензорезисторы с базой 3 мм а связующим – цементом типа Ц165-32А.

С целью определения влияния пленочных и проволочных тензорезисторов на жесткость лопатки, последние закреплялись в приспособлении, которое в свою очередь устанавливалось на вибростенде. Лопатка вводилась в резонанс и при этом замерялись: двойная

амплитуда колебаний A_1 , частота колебаний f_1 и мощность N , затрачиваемая вибростендом. Затем, не убирая подмагничивания катушки вибратора, удалялся тензорезистор.

После включения подмагничивания вновь замерялась двойная амплитуда A_2 и частота колебания лопатки f_2 , но уже без тензорезистора.

Величина, характеризующая степень влияния тензорезистора и его массы – Δ была выбрана как отношение амплитуды колебаний лопатки без тензорезистора к амплитуде колебаний лопатки с тензорезистором (см. таблицу 1).

В таблица 1 приведены результаты рассмотренных экспериментальных исследований, в которых под порядковыми номерами 1–5 приведены данные,

касающиеся компрессорных лопаток, препарированных ВПТ, а под номерами 6 сравнительные данные по лопатке с проволочным малобазным тензорезистором.

Таблица 1.

Значения собственных частот колебания лопаток компрессора с ВПТ и без него

№ п/п	Лопатка с тензорезистором			Лопатка без тензорезистора			Δ
	A_1 , мм	N , кВт	f_1 , 1/с	A_2 , (мм)	N , кВт	f_2 , 1/с	
1	0,2	0,1	3830	0,32	0,1	3790	1,6
2	0,2	0,1	3620	0,32	0,1	3590	1,6
3	0,2	0,1	3830	0,25	0,1	3750	1,25
4	0,2	0,1	3180	0,25	0,1	3060	1,25
5	0,2	0,1	3810	0,27	0,1	3690	1,35
6	0,2	0,1	3880	0,7	0,1	3470	3,5
7	0,1	–	3460	–	–	–	–
8	0,2	5	3460	0,25	5	3455	1,25
9	0,3	14	3460	0,36	14	3455	1,20
10	0,4	21	3460	0,43	21	3455	1,075

Из этих данных можно сделать вывод о том, что ВПТ незначительно искажает жесткость лопатки в среднем в 1,35 раза, а проволочный тензорезистор – до 3,5-х раз. В конечном итоге в лопатках препарированных проволочными тензорезисторами, регистрировались низкие значения вибронапряжений.

Заключение

Приведенные в работе результаты исследований позволяют сделать вывод о том, что рассматриваемые высокотемпературные пленочные тензорезисторы будут востребованы при определении вибронапряженного состояния рабочих лопаток турбин современных газотурбинных двигателей.

Список литературы: 1. Пленочный тензорезистор для виброиспытаний лопаток турбин ГТД [Текст] / Ю. А. Гусев, Камбиз Кахраи, Д. Ф. Симбирский, С. С. Трипольский // *Авиационно–космическая техника и технология*. – 2012. – № 8(95). – С. 169–172. 2. Development and testing of harsh environment, wireless sensor systems for industrial gas turbines [Text] / D. Mitchell, Kultkarni, A. Lostettar, M. Schupdach // *Proceeding of ASME Turbo Expo for Land, Sea and Air GN 2009 June 8–12*. – Orlando ; Florida ; USA, 2009. 3. Панин, Е. А. Основы тензометрии двигателей летательных аппаратов [Текст] / Е. А. Панин. – Самара : СГАУ им. акад. С.П. Королева, 2004. – 39 с.

Bibliography (transliterated): 1. Gusev, Ju. A., et al. "Plenochnyj tenzorezistor dlja vibroispytanij lopatok turbin GTD." *Aviacionno–kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. No 8(95). 2012. 169–172. Print. 2. Mitchell, D., et al. "Development and testing of harsh environment, wireless sensor systems for industrial gas turbines." *Proceeding of ASME Turbo Expo for Land, Sea and Air GN 2009 June 8–12*. Orlando, Florida, USA, 2009. Print. 3. Panin, E. A. *Osnovy tenzometrii dvigatelej letatel'nyh apparatov*. Samara : SGAU im. akad. S.P. Koroleva, 2004. Print.

Поступила (received) 22.01.2015

УДК 621.165

А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. НТУ «ХПІ»;
А. П. УСАТЫЙ, д-р техн. наук, с.н.с.; с.н.с. НТУ «ХПІ»;
Н. С. ШАПОВАЛОВА, інженер 2 кат. НТУ «ХПІ»

МОДЕРНИЗАЦІЯ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСА DNA ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ПТУ

Статья посвящена вопросу модернизации программного комплекса *DNA* для расчета тепловых схем паротурбинных установок. Основной целью является создание новых моделей элементов теплообменного оборудования для их интеграции в существующий программный комплекс с целью его модернизации и повышения эффективности. Получена программа с расширенными функциональными возможностями и проведено моделирование тепловой схемы одной из модификаций турбоустановки К-300-240. Приведены результаты моделирования схемы с существующими и новыми компонентами. Сделаны выводы о дальнейших перспективах развития данного направления.

Ключевые слова: *DNA*, ПТУ, моделирование, тепловая схема, модификация

Введение

В настоящее время остро стоит задача экономии энергоресурсов. Одним из путей решения данной проблемы является модернизация существующего оборудования тепловых схем ТЭС, которую осуществляют на основе математического моделирования их элементов. Преимуществом такого подхода является возможность варьирования параметров в широких диапазонах, создания и рассмотрения различных компоновок или перекомпоновок элементов схемы, оценка её экономичности. Для реализации вышеупомянутого подхода необходимо иметь математические модели теплообменного оборудования, в которых должны быть заложены основные термодинамические характеристики, граничные условия, внутренние и внешние связи, которые характеризуют свойства данной системы.

Обоснование поставленной задачи

Программный комплекс *Dynamic Network Analysis (DNA)*, разработанный в Датском техническом университете (*DTU*), используют в качестве универсального комплекса автоматизированного моделирования теплоэнергетических систем. Благодаря большой библиотеке моделей элементов и рабочих тел, *DNA* позволяет моделировать различные тепловые схемы (*ТС*). Данный комплекс распространяют в виде исходных кодов программы на языке программирования *FORTRAN77* (частично *FORTRAN90*) [1], что позволяет расширить его функциональные возможности путем создания новых моделей элементов. Недостатком пакета является отсутствие графического интерфейса. Отсутствие редактора графических схем и компонентов *DNA* и необходимость правки исходного кода его модулей усложняют использования данного программного комплекса, что требует не только знания предметной области, но и высокой квалификации в области программирования. Кроме того, используемый стандарт языка программирования затрудняет модификацию и взаимодействие *DNA* с программами, написанными на других языках, а также ограничено и усложнено моделирование *ТС* ПТУ. В зависимости от типа решаемой задачи моделирование и расчет теплоэнергетических систем в *DNA* производят на номинальном и переменном режимах. К тому же *DNA* является не только комплексом для моделирования, но и языком описания моделей элементов системы.

Анализ показал, что для решения задач расчета тепловых схем ПТУ применение

© А.В. Бойко, А.П. Усатый, Н.С. Шаповалова, 2015

DNA позволяет настроить данный программный комплекс на специфику решаемой задачи, не требуется дополнительных материальных затрат для покупки специализированного ПО, такого как *MATLAB Simulink* и т.п., что делает его использование оправданным с учетом рассмотренных выше недостатков.

Целью исследования является повышение точности моделирования тепловых схем ПТУ на основе разработки усовершенствованных моделей элементов ТС и дальнейшего их использования в программном комплексе *DNA*.

Новые модели в DNA

В процессе исследования ПТУ, проводимых на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ», на основе существующих моделей компонентов ТС в *DNA* авторами были разработаны модели следующих компонентов: насос с турбоприводом, подогреватель, учитывающий величину недогрева, клапан с заданием величины потери давления в трубопроводе, сепаратор с переменным значением степени сухости.

Модель насоса с турбоприводом (1) определим на основе математической модели насоса с электрической мощностью (2) (компонент *turbo.for DNA*) [2]:

$$\eta E = m v_1 (p_2 - p_1) \cdot 10^2, \quad (1)$$

$$\eta W = m v_1 (p_2 - p_1) \cdot 10^2, \quad (2)$$

где η – КПД насоса; E – электрическая мощность насоса, кВт; W – мощность, передаваемая от турбины; m – массовый расход воды, кг/с; v_1 – удельный объем, м³/кг; p_1, p_2 – давление на входе и выходе соответственно, бар.

Для турбопривода используется модель турбины с входными и выходными параметрами, КПД и турбинной константой. В основе модели лежат уравнения для определения изэнтропного КПД (3) и турбинной константы (4):

$$\eta_{is} = \frac{i_2 - i_1}{i_{p_2, s_1} - i_1}, \quad (3)$$

$$C_t = \frac{m_1 \sqrt{(t_1 + 273,15)}}{\sqrt{(p_1^2 - p_2^2)}}, \quad (4)$$

где η_{is} – изэнтропный КПД; i_1, i_2 – энтальпия пара на входе и выходе из турбины, кДж/кг; i_{p_2, s_1} – энтальпия пара как функция от p_2 и s_1 ; C_t – турбинная константа; t_1 – температура пара на входе в турбину, °С; p_1, p_2 – давление на входе и выходе соответственно, бар.

По заданным параметрам определяется мощность на валу данной турбины, которая передается насосу, и затем из (2) определяются недостающие параметры.

Недогрев до температуры насыщения в регенеративных подогревателях определяется технико-экономическими показателями. На ОАО «Турбоатом» эмпирическим путем получена оценка недогрева до температуры насыщения в виде соотношения (5), которая позволяет определить истинные параметры воды за подогревателем:

$$k_{sub} = \frac{\Delta t_{sub}}{G_{in} \Delta i_w}, \quad (5)$$

где k_{sub} – коэффициент недогрева; Δt_{sub} – температура недогрева, °С; G_{in} – массовый расход воды, кг/с; Δi_w – разность энтальпий воды на входе и на выходе в подогреватель, кДж/кг.

Из (5) возникает необходимость создания двух моделей подогревателей: с известной величиной температуры недогрева и с известным коэффициентом недогрева (компонент *heatex.for DNA*). В первом случае необходимо найти параметры воды при температуре насыщения, а затем задать величину недогрева и по формуле (6) найти истинную температуру воды за подогревателем. Причем недогрев принимается со знаком «+», перегрев – со знаком «-».

$$t_s = t - \Delta t_{sub}, \quad (6)$$

где t_s – температура насыщения, °С; t – истинная температура воды за подогревателем, °С; Δt_{sub} – температура недогрева, °С.

Во второй модели для нахождения температуры за подогревателем задают величину коэффициента недогрева, находят параметры воды за подогревателем по температуре, которую получают при первом расчете. Затем из (5) находят величину недогрева и по (6) получают истинную температуру воды за подогревателем.

При создании модели сепаратора (компонент *sepmix.for DNA*) для нахождения параметров при заданной степени сухости сначала находят степень сухости пара на выходе из сепаратора. Из уравнения $x_3 = 1 - x_2$, где x_2, x_3 – степень сухости пара и воды соответственно, находят степень сухости по стороне воды и затем по ней определяют недостающие параметры.

Для автоматического расчета давления после клапана, при известной доле потерь в трубопроводе, использована модель обычного клапана и по уравнению (7) определяется давление на выходе (компонент *valve.for DNA*):

$$p_2 = p_1 (1 - k), \quad (7)$$

где p_1, p_2 – давление на входе и выходе из клапана, k – величина потери давления в трубопроводе в долях.

Моделирование тепловой схемы турбоустановки

Процесс моделирования в *DNA* состоит из следующих этапов: 1) подготовка ТС и ее описание на языке входных параметров *DNA*; 2) компиляция программы; 3) моделирование; 4) анализ результатов; 5) модификация элементов и повтор моделирования.

Для оценки показателей эффективности было проведено моделирование ТС одной из модификаций турбоустановки К-300-240 на основе существующих и дополнительно разработанных компонентов. В первом случае с учетом утечки пара в концевых уплотнениях получены результаты моделирования для упрощенной тепловой схемы (рис. 1), которая состоит из элементов, модели которых присутствуют в первоначальной версии программного комплекса, за исключением модели питательного насоса с турбоприводом.

Во втором случае для уточнения результатов моделирования применены новые модели клапана и подогревателей, а также учтен тот факт, что подогреватели высокого давления состоят из собственно подогревателя, охладителя пара и охладителя дренажа, а ПНД-5 содержит охладитель пара. Поэтому для этих элементов разработаны так называемые макросы, схемы которых приведены на рис. 3–6.

В качестве примера приведено описание на языке входных параметров *DNA* подогревателя высокого давления модификации турбоустановки К-300-240 (рис. 2а) и соответствующая ему схема (рис. 2б).

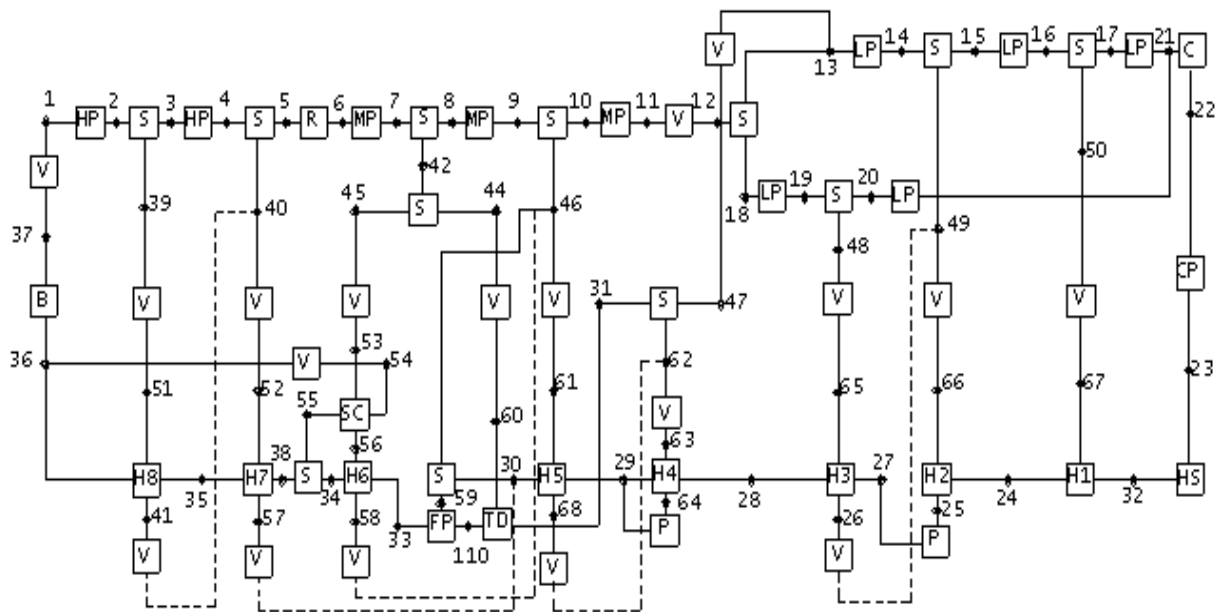


Рис. 1 – Упрощенная схема связей и компонентов тепловой схемы

HP – турбина высокого давления; *MP* – турбина среднего давления; *LP* – турбина низкого давления;
V – клапан; *B* – котел; *C* – конденсатор; *S* – разделитель потока; *H1* – *H8* – регенеративные подогреватели; *HS* – подогреватель; *P* – насос; *CP* – конденсатный насос; *FP* – питательный насос; *TD* – турбопривод

```
STRUC Value_34 VALUE_01 50 127
ADDCO P 127 15.91
```

```
STRUC SPLIT1 SPLITTER 33 160 164
ADDCO M SPLIT1 164 -27.78
START H SPLIT1 164 731.85
```

```
STRUC CONDCOOLER1 HEATEX_1 161 51 164 165 304 0 0
ADDCO H CONDCOOLER1 51 778.91
ADDCO Q CONDCOOLER1 304 0
```

```
STRUC VALVEN1 VALUE_01 165 160
```

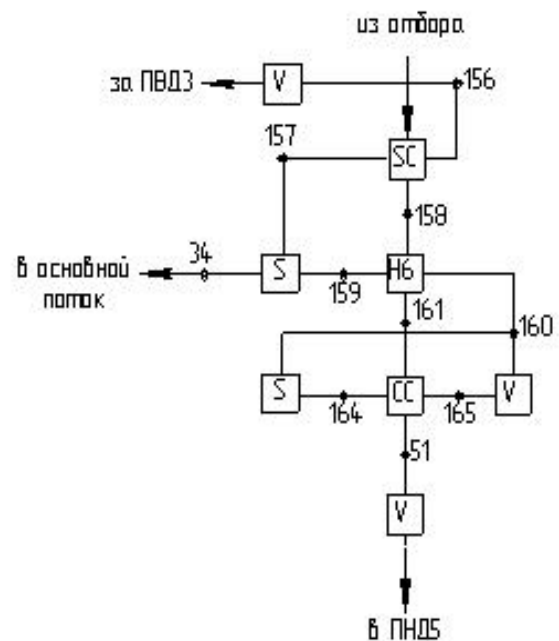
```
STRUC Preheat6 STECON_1 158 161 160 159 0 0
START X Preheat6 161 0
```

```
STRUC SPLIT2 SPLITTER 159 34 157
ADDCO M SPLIT2 157 -13.89
START H SPLIT2 157 1080.61
```

```
STRUC STEAMCOOLER2 HEATEX_1 127 158 157 156 310 0 0
ADDCO H STEAMCOOLER2 156 1547.02
ADDCO Q STEAMCOOLER2 310 0
```

```
STRUC VALVEN2 VALUE_01 156 36
```

```
STRUC Value_35 VALUE_01 51 162
```



а

б

Рис. 2 – Модель подогревателя:
 а – на языке входных параметров *DNA*; б – ПВД-1;
SC – охладитель пара; *CC* – охладитель дренажа

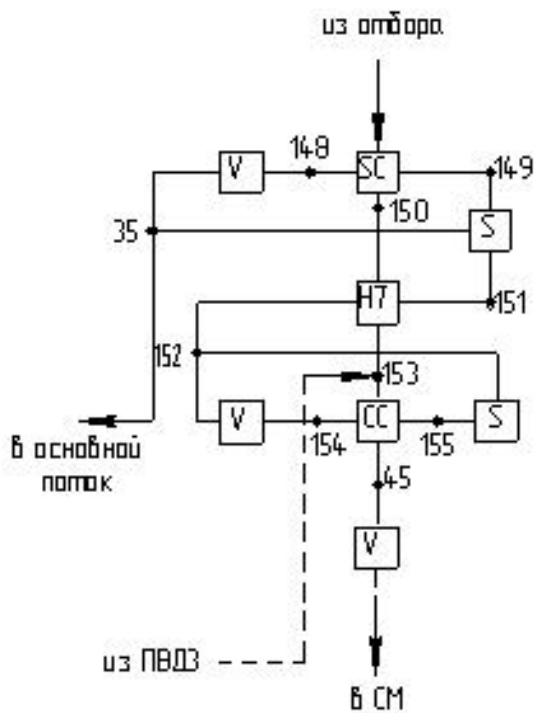


Рис. 3 – ПВД-2

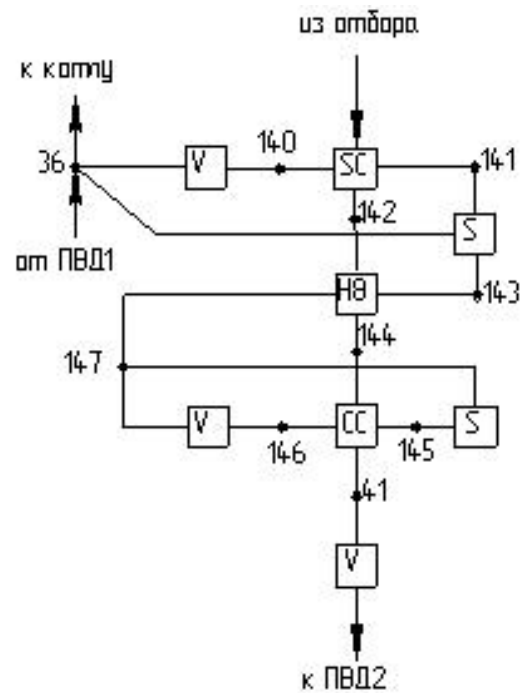


Рис. 4 – ПВД-3

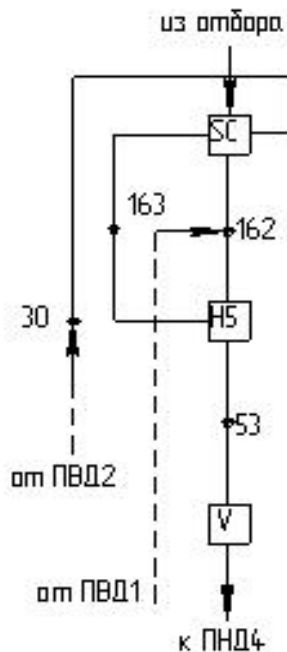


Рис. 5 – ПНД-5

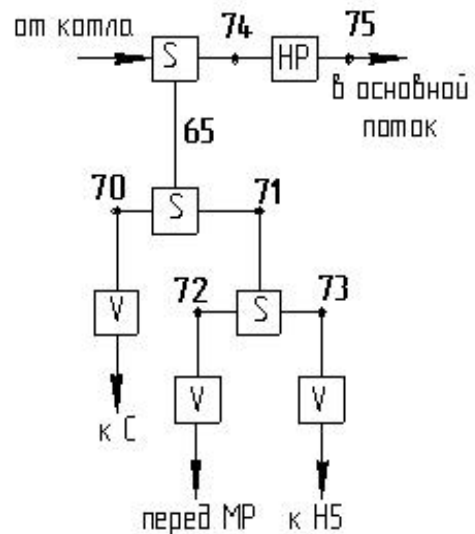


Рис. 6 – Схема утечек из концевых уплотнений

Анализ результатов моделирования

В результате расчета были получены параметры пара на выходе из каждого отсека, параметры питательной воды на выходе из каждого регенеративного подогревателя, термический КПД цикла и мощность турбоустановки.

Исходя из табл. 1 можно сделать вывод, что результаты моделирования упрощенной схемы имеют большее отклонение от данных, полученных на ОАО «Турбоатом», по расчету ТС модификации турбоустановки К-300-240.

Результати моделювання

Параметри	Упрощенная схема	Расширенная схема
1 Температура воды за подогревателями, °С:		
– ПНД-1	49,33	49,50
– ПНД-2	89,40	89,64
– ПНД-3	107,58	108,92
– ПНД-4	124,81	126,08
– ПНД-5	154,24	153,33
– ПВД-1	199,61	199,89
– ПВД-2	241,54	247,89
– ПВД-3	271,50	279,20
2 Температура питательной воды, °С	275,27	282,56
3 Термический КПД	0,4689	0,4749
4 Мощность, кВт	350,541	350,461
5 Тепловая производительность, кДж/с	747610	737917

Выводы

1) Расширены функциональные возможности программного комплекса *DNA* путем внедрения новых компонентов элементов ТС ПТУ. Указанные компоненты могут быть использованы в дальнейших научных исследованиях и инженерных расчетах.

2) Правильность разработанных моделей подтверждается результатами моделирования, которые ближе соответствуют результатам, полученным на ОАО «Турбоатом».

3) Перспективой дальнейших исследований является создание графического интерфейса построения тепловых схем и ее элементов, а также разработка специального парсера, предназначенного для автоматического анализа структуры схемы и создания соответствующего файла данных для *DNA*.

4) Не менее важным является и дальнейшее исследование по разработке различных компонент ГТУ.

Список литературы: 1. *DNA – an integrated open-source optimization platform for thermo-fluid systems* [Electronic resource] / Leonardo Pierobon, Jorrit Wronski [et al] // 55th Conference on Simulation and Modelling (SIMS 55). October 21-22, 2014; Proceedings. – Mode of access: URL: http://www.sims55.aau.dk/SIMS55_Proceedings.pdf – Last access: 03.02.2015. – Title from the screen. 2. *Elmegaard, B. Simulation of Boiler Dynamics – Development, Evaluation and Application of a General Energy System Simulation Tool* [Electronic resource]: Ph.D. Thesis: Report Number ET-PhD 99-02 / Brian Elmegaard. – Kgs. Lyngby : Technical University of Denmark, 1999. – Mode of access: URL: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.118.9595&rep=rep1&type=pdf> Last access: 10.01.2015. – Title from the screen.

Bibliography (transliterated): 1. Pierobon, L., and J. Wronski. "DNA - An integrated open-source optimization platform for thermo-fluid systems". 2014. 13 p. Web. 03 February 2015 <http://www.sims55.aau.dk/SIMS55_Proceedings.pdf>. 2. Elmegaard, B. "Simulation of Boiler Dynamics: Development, Evaluation and Application of a General Energy System Simulation Tool Department of Energy Engineering". 1999. Web. 10 January 2015 <<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.118.9595&rep=rep1&type=pdf>>.

Поступила (received) 12.02.15

УДК 536.24:532.55

А. А. ХАЛАТОВ, д-р техн. наук; академик НАНУ; зав. отделом ИТТФ НАНУ, зав. каф. «Физика энергетических систем», НТУУ «КПИ», Киев;
А. Ж. МЕЙРИС, аспирант НТУУ «КПИ»; м.н.с. ИТТФ НАНУ, Киев;
Т. В. ДОНИК, канд. техн. наук; н.с. ИТТФ НАНУ, ассистент каф. «Физика энергетических систем», НТУУ «КПИ», Киев;
А. В. ГАМРЕЦКАЯ, студентка НТУУ «КПИ», Киев

ТЕПЛООБМЕН И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ВОЗДУХОМ ПЕРВОГО РЯДА ПУЧКА ТРУБ СО СФЕРИЧЕСКИМИ УГЛУБЛЕНИЯМИ

Создана экспериментальная установка и проведены тестовые исследования. Проведены экспериментальные исследования среднего теплообмена и гидродинамического сопротивления при обтекании пучков труб со сферическими углублениями на поверхности. На первом этапе изучен средний теплообмен и гидродинамическое сопротивление для первого ряда шахматного пучка. Получены коэффициенты теплоотдачи и коэффициенты гидродинамического сопротивления (число Эйлера) для первого ряда пучка круглых труб с углублениями при поперечном обтекании.

Ключевые слова: теплообмен, гидродинамическое сопротивление, пучки труб, сферические углубления.

Введение

В настоящее время интенсификация теплообмена при обтекании круглых труб продолжает привлекать внимание исследователей и инженеров в связи с разработкой новых энергетических установок и эффективных методов утилизации тепловой энергии. В последнее время для внешней интенсификации теплообмена широко используются различные методы профилирования труб (овальные, эллиптические, каплеобразные, плоскоовальные трубы и другие) и нанесения искусственной шероховатости (ребра, выступы, песочная шероховатость и т.д.) [1].

Особый интерес представляет интенсификация теплообмена за счет использования различных видов шероховатости, а именно применение сферических углублений на поверхности труб. Данный вид шероховатости характеризуется ростом теплообмена при незначительном увеличении гидродинамического сопротивления, при этом обеспечивается компактность и эффективность теплообменного оборудования [2]. Применение углублений на наружной стороне пучков труб регенераторов и соответствующих выступов на внутренней их поверхности интенсифицирует теплоотдачу с обеих сторон.

Цель данной работы – экспериментальное исследование теплообмена и гидродинамического сопротивления при обтекании пучка труб с углублениями на внешней поверхности.

Экспериментальная установка

Для исследования теплообмена и гидродинамического сопротивления при поперечном обтекании воздухом пучка труб была создана экспериментальная установка (рис. 1), которая представляла собой открытый газодинамический контур.

Воздух, всасываемый компрессором низкого давления 1, проходил через расходомер, в виде чашечного анемометра 5, затем через хонейкомб 4 поступал в рабочий участок 2, с установленными в нем исследуемыми трубами с углублениями. Регулирующий вентиль 3, позволял изменять расход, соединяя всасывающую магистраль с атмосферой. Установка снабжалась системой измерений.

© А.А. Халатов, А.Ж. Мейрис, Т.В. Доник, А.В. Гамрецкая, 2015

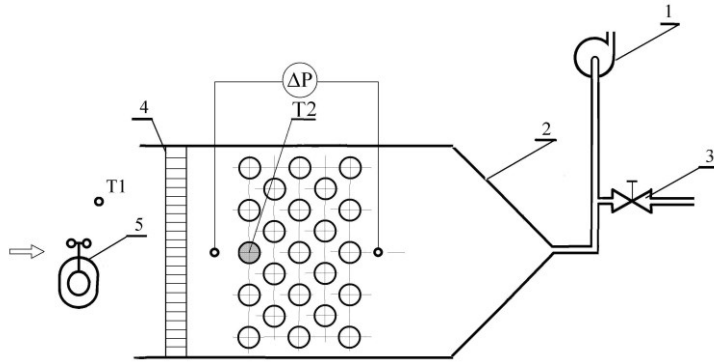


Рис. 1 – Схема экспериментальной установки:
 1 – компрессор низкого давления; 2 – рабочий участок;
 3 – регулирующий вентиль; 4 – хонейкомб; 5 – анемометр

Рабочий участок представлял собой прямоугольный канал, поперек которого устанавливались пять рядов труб по пять труб в каждом (в нечетных рядах) с шахматным размещением в пучке.

В экспериментах исследовались пучки гладких труб и труб со сферическими углублениями, на поверхности которых сформированы штамповкой

сферические углубления относительной глубиной $h/d = 0,3$, расположенные в шахматном порядке. Наружный диаметр труб составлял $D = 22$ мм, относительный поперечный шаг – $s_1/D = 1,7$, относительный продольный шаг – $s_2/D = 1,2$. Эксперименты проводились в диапазоне чисел Рейнольдса от 5000 до 16000, что соответствует переходному режиму течения для гладких труб.

Для определения количества теплоты, передававшейся от нагретого воздуха к среднему цилиндру в ряду, использовался метод калориметра с тающим льдом [3]. Данный метод для определения теплообмена в пучках труб показывает значительно меньшую погрешность, по сравнению с методом, который основан на измерении температурного перепада на стенке [3]. Перед экспериментом обтекаемая воздухом труба с углублениями заполнялась дистиллированной водой и помещалась в морозильную камеру для образования в ней льда. В начале эксперимента цилиндр-калориметр устанавливался в рабочем участке и подвергался обдуву воздухом. Средний тепловой поток определялся по результатам измерения объема воды, образовавшейся за фиксированный отрезок времени.

Методика обработки результатов

Количество теплоты, которое подводится к боковой поверхности цилиндра-калориметра F для образования объема воды V определялось из следующего выражения

$$Q = rV\rho + c_{\text{л}}(t_f - t_{\text{лн}})V\rho_{\text{л}} + c_{\text{м}}(t_f - t_{\text{лн}})F\delta\rho_{\text{м}}, \quad (1)$$

где r – удельная теплота фазового перехода, Дж/кг; ρ , $\rho_{\text{л}}$, $\rho_{\text{м}}$ – плотность воды, льда и металла, соответственно, кг/м³; $c_{\text{л}}$ и $c_{\text{м}}$ – удельная теплоемкость льда и металла, Дж/(кг·К); t_f и $t_{\text{лн}}$ – температура фазового перехода и начальная температура льда, К; δ – толщина стенки калориметра, м. В представленном выражении первые два члена правой части уравнения определяют количество теплоты, подведенной ко льду в калориметре, а третий – количество теплоты, подведенное к стенке калориметра.

Средний тепловой поток через стенку калориметра определялся по уравнению

$$\frac{Q}{\tau} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}} + \frac{S}{2\lambda} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{м}}}} F(t_i - t_f), \quad (2)$$

где τ – время проведения опыта, час, $\bar{\alpha}$ – средний коэффициент теплоотдачи от поверхности калориметра, Вт/(м²·К), S – толщина слоя воды, образовавшейся во время

опыта, m ; λ и λ_m – коэффициент теплопроводности воды и металла, соответственно, Вт/(м·К), t_i – температура набегающего воздуха, К.

Средний коэффициент теплопередачи от воздуха ко льду в калориметре определялся из следующего выражения, полученного из выражения (2)

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{\frac{F(t_i - t_f)\tau}{Q} - \frac{S}{2\lambda} - \frac{\delta}{\lambda_m}}. \quad (3)$$

Среднее число Нуссельта и число Эйлера, определяемое по перепаду давления на пучке труб, соответственно:

$$\overline{Nu} = \bar{\alpha}d/\lambda_v, \quad Eu = \Delta P/\rho w^2. \quad (4)$$

Тестовые эксперименты

На первом этапе проводились тестовые эксперименты по теплообмену для пучков гладких труб с относительным поперечным шагом $s_1/D = 1,7$, основной целью которых было сравнение измеренных данных с известными зависимостями. На рис. 2 представлена зависимость среднего теплообмена и гидродинамического сопротивления для первого ряда пучка гладких труб.

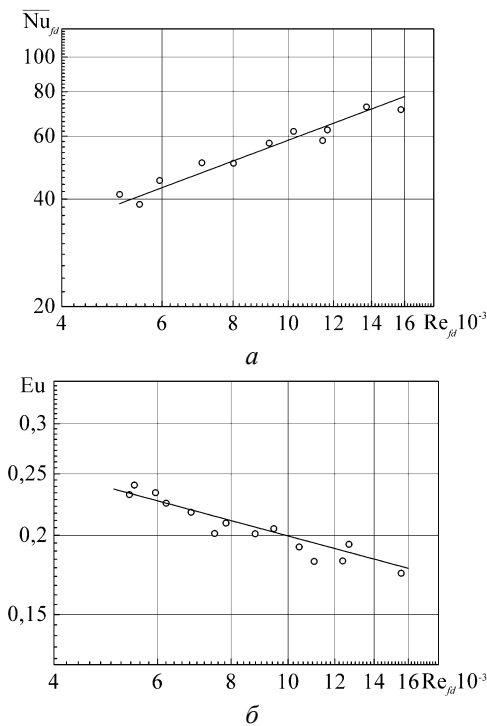


Рис. 2 – Зависимости для первого ряда пучка труб: a – средний теплообмен; b – гидродинамическое сопротивление; точки – результаты экспериментов; линия – по уравнению (5) и (6), соответственно

Для сравнения с полученными экспериментальными данными использовалось уравнение подобия для среднего теплообмена первого ряда пучка гладких труб при переходном режиме течения [4]

$$\overline{Nu}_{fd} = 0,246 Re_{fd}^{0,6} Pr_f^{0,33} (s_1/s_2)^{0,17} \quad (5)$$

и уравнение для гидродинамического сопротивления гладких труб [5]:

$$Eu = 2,316 \sqrt{\frac{1-d/s_3}{s_1/d-1}} Re_{fd}^{-0,25}. \quad (6)$$

Как следует из рис. 2, в диапазоне изменения числа Рейнольдса от 5000 до 16000 отклонение экспериментальных значений по среднему числу Нуссельта и числу Эйлера от уравнений (5) и (6) не превышает $\pm 8\%$.

Таким образом, установка и система измерений по точности измерений соответствуют основным требованиям к теплофизическим экспериментам, а экспериментальный участок удовлетворяет условиям гидравлической гладкости.

Результаты исследований

Первая серия экспериментальных исследований среднего теплообмена и гидродинамического сопротивления выполнялись для первого ряда пучка труб со сферическими углублениями (рис. 3). Число Нуссельта (коэффициент теплоотдачи) определялся по площади «гладкого» цилиндра. Как следует из рисунка, в исследованном диапазоне чисел Рейнольдса наличие сферических углублений на поверхностях трубок приводит к увеличению теплоотдачи на 35 %, по сравнению с

данными для гладких труб (рис. 3а). Гидродинамическое сопротивление пучка круглых труб (рис. 3б) с углублениями на внешней поверхности увеличивается только на 10 %.

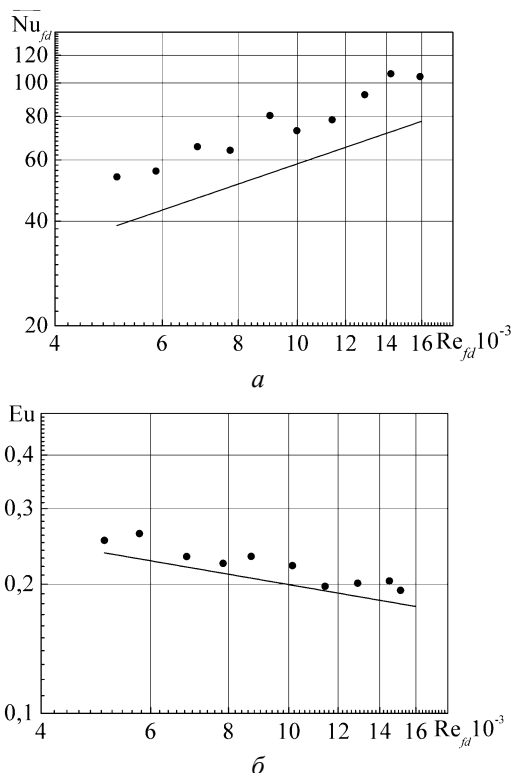


Рис. 3 – Зависимости для первого ряда пучка труб с углублениями на внешней поверхности: а – средний теплообмен; б – гидродинамическое сопротивление; точки – результаты экспериментов, линия – по уравнению (5) и (6), соответственно

В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса экспериментальные данные, характеризующие число Нуссельта и число Эйлера, для труб со сферическими углублениями располагаются практически параллельно линиям, которые соответствуют уравнениям (5) и (6). Это обуславливает одинаковое значение фактора интенсификации теплообмена и относительных гидравлических потерь для исследованного диапазона чисел Рейнольдса.

В дальнейших исследованиях будет изучен средний теплообмен и гидродинамическое сопротивление для третьего и пятого рядов пучка труб с поверхностными углублениями, а также выполнен анализ теплогидравлической эффективности данного типа интенсификации теплообмена.

Выводы

Создана экспериментальная установка для исследования теплообмена и гидродинамического сопротивления пучков труб с углублениями сферического типа на внешней поверхности. Получены коэффициенты теплоотдачи и коэффициенты гидродинамического сопротивления (число Эйлера) для первого ряда пучка круглых труб

с углублениями при поперечном обтекании. Показано, что при использовании сферических углублений на поверхности круглых труб интенсификация теплообмена составляет на 35 % при росте гидродинамического сопротивления только на 10 %.

Список литературы: 1. Калинин, Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах [Текст] / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. – М. : Машиностроение, 1972. – 220 с. 2. Коваленко, Г. В. Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях [Текст] / Г. В. Коваленко, А. Ж. Мейрис // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 3. – С. 58–60. – ISSN 0204-3602. 3. Коваленко, Г. В. Применение ледяных калориметров для исследования теплоотдачи поверхностей, сформированных углублениями [Текст] / Г. В. Коваленко, А. А. Халатов // Промышленная теплотехника. – 2008. – № 2. – С. 5–12. 4. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергоиздат, 1981. – 416 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kalinin E. K., G. A. Dreytser, S. A. Yarho. *Intensifikatsiya teploobmena v kanalah*. Moscow : Mashinostroenie, 1972. Print. 2. Kovalenko, G. V., A. Zh. Meyris. "Sravnenie razlichnykh sposobov intensifikatsii teploobmena na tsilindricheskikh poverhnostyakh." *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tehnologiy* 3 (2013): 58–60. Print. ISSN 0204-3602. 3. Kovalenko G. V., A. A. Khalatov. "Primenenie ledyanykh kalorimetrov dlya issledovaniya teplootdachi poverhnostey, formirovannykh uglubleniyami." *Promyishlennaya teplotekhnika* 2 (2008): 5–12. Print. 4. Isachenko V. P., Osipova V. A., A. S. Sukomel. *Teploperedacha*. Moscow : Energoizdat, 1981. Print.

Поступила (received) 14.02.2015

UDK 621.43.056

MASOUD HAJIVAND, PhD student of Aircraft engines design Department, National aerospace university named after N.Y. Zhukovsky «KhAI», Kharkov

CFD MODELING OF KEROSENE COMBUSTION WITH VARIOUS INITIAL CONDITIONS AND FUEL DROPLET DIAMETERS

This paper presents the numerical models for the analysis of combustor fuel spray, characteristics, in various injection conditions in a can type of combustor with a double stage radial swirler. Spray consists of two fundamental and consecutive steps, means the primary breakup and the secondary breakup. The primary breakup is modeled by Linearized Instability Sheet Atomization (LISA) which are mostly used in a pressure swirl atomizers. Secondary breakup is modeled by Taylor analogy breakup model (TAB). The trajectory and velocity of generated fuel droplets is determined by Lagrangian Particle Tracking. Characteristics of jet breakup, depends on a variety of factors such as turbulence, injection pressure drop, velocity profiles, nozzle geometry, and the physical state of the liquid fuel. In this paper Jet-A aviation fuel (kerosene), modeled as a two-component surrogate fuel (by mass 60 % C₁₀H₂₂ and 40 % C₉H₁₂). The standard $k-\epsilon$ model with the enhanced wall treatment and the Euler-Lagrange method were employed for the simulation of the turbulence and spray. All results of the simulation in this paper are analyzing in 3 various injection conditions and one of these cases was chosen and implemented in a real annular combustion chamber of a gas turbine. A PDF Flamelet model was employed to simulate combustion process.

Key words: primary breakup, pressure swirl atomizer, spray combustion

Introduction

The process of liquid atomization has applications in numerous industrial branches, for example, in chemical, mechanical, aerospace, and civil engineering as well as in material science and technology and metallurgy, food processing, pharmaceuticals, agriculture and forestry, environmental protection, medicine, and others [1] and is essentially one in which bulk fuel is converted into small drops. It represents a disruption of the consolidating influence of surface tension by the action of internal and external forces. In the absence of such disruptive forces, surface tension tends to pull the liquid into the form of a sphere, which has the minimum surface energy. Liquid viscosity has an adverse effect on atomization because it opposes any change in system geometry. On the other hand, aerodynamic forces acting on the liquid surface promote the disruption process by applying an external distorting force to the bulk liquid. Breakup occurs when the magnitude of the disruptive force just exceeds the consolidating surface tension force [2].

The atomization process is generally regarded as comprising two separate processes- primary atomization, in which the fuel stream is broken up into shreds and ligaments, and secondary atomization, in which the large drops and globules produced in primary atomization are further disintegrated into smaller droplets. These processes together determine the detailed characteristics of the fuel spray in regard to droplet velocities and drop-size distributions. In practice, they are markedly affected by the internal geometry of the atomizer, the properties of the gaseous medium into which the fuel stream is discharged, and the physical properties of the fuel itself [2].

Numerical modelling and *CFD* simulations are an important tool in design and optimization of gas turbine combustion chambers. Advances in computational modelling have resulted in an extensive application of numerical simulations to gas turbine combustors, providing insights and improving the understanding of the combustion process [3].

e-mail: m.hajivand82@gmail.com © Masoud Hajivand, 2015

In this paper simulation has been performed using the Computational Fluid Dynamics (CFD) commercial code *ANSYS CFX* release 15, with 3 various injection conditions such as injection pressure drop, geometry of fuel nozzles, including primary and secondary breakup model of atomization in a can type of combustor and beside these simulations the prompt and thermal formation of NO_x was implemented.

The purpose of this study is to investigate injection and atomization characteristics of liquid kerosene fuel in a pressure swirl atomizer, into a can type combustor. All these investigations and simulations are performed in 3 various cases. The purposes of this study is to compare all the numerical results together, such as, 1 – Mean Diameter of droplets at the initial time of the injection (*Time* = 0 [s]). 2 – Effect of injection pressure difference (pressure drop) on primary droplet sizes. 3 – Effect of fuel nozzle geometry on atomization characteristics. 4 – Investigation of NO_x formation, in all these 3 various cases. 5 – To choose an appropriate case from our simulation, to implement and perform it, on a real annular gas turbine combustion chamber.

Turbulence and governing equations for fluid modeling

The standard *k*– ϵ turbulence is applied for the numerical calculation of turbulent two-phase flow. The governing equations for the fluid phase are given as:

Continuity:

$$\frac{\partial a_g}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (a_g u_i^g) = 0. \quad (1)$$

Momentum equation:

$$\frac{\partial a_g u_i^g}{\partial t} + u_j^g \frac{\partial a_g u_i^g}{\partial x_j} = -\frac{a_g}{\rho_g} \frac{\partial p_g}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[a_g (v + v_T) \left(\frac{\partial u_i^g}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j^g}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{1}{a_g \rho_g} M_p. \quad (2)$$

Turbulent Kinetic Energy, (*k* equation):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_g} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \epsilon. \quad (3)$$

Turbulence Dissipation Rate Equation, (ϵ equation):

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \epsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_g} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon). \quad (4)$$

Particle tracking model:

In the analysis of atomization of fuel spray, it is based on particle transport theory of multiphase model and the fuel particle track that is formed by the flow in the point of Lagrangian view is tracked (Lagrangian particle tracking) [4]. Trajectory of liquid droplets is tracked using a two-way coupling with the fluid phase. The scheme is performed by integrating the force balance equations for individual particles (Shi & Kleinstreuer 2007) [5].

Particle Translation:

$$\frac{d\vec{r}_p}{dt} = \vec{U}_p. \quad (5)$$

Particle momentum:

$$m_p \frac{d\vec{U}_p}{dt} = \frac{1}{8} \pi \rho_p d_p^2 C_D (u_g - u_p) |u_g - u_p|. \quad (6)$$

The interphase drag term is determined by Ishii-Zuber (1979) drag model:

$$C_D = \frac{24}{\text{Re}_m} (1 + 0.15 \text{Re}_m^{0.687}) \quad \text{for } \text{Re} < 1000. \quad (7)$$

When the droplets are in the viscous regime, the drag coefficient is identical to the Schiller Naumann correlation (Clift, Grace & Weber 1978) and the shape of droplet is assumed to be spherical. Re_m is the mixture Reynolds number which is defined as:

$$\text{Re}_m = \frac{\rho_m d_p |u_p - u_g|}{\mu_m}. \quad (8)$$

In the distorted fluid particle regime, there is increased drag on fluid particles, due to the wake characteristics of turbulent eddies and particle motions. The Drag coefficient becomes:

$$C_d = \frac{4}{3} r_p \sqrt{\frac{g \Delta \rho}{\sigma}} \left\{ \frac{1 + 17.67 [f(a_d)]^{6/7}}{18.67 f(a_d)} \right\}^2. \quad (9)$$

Where $f(a_d) = (1 - a_d)^{1/2} \frac{\mu_g}{\mu_m}$.

An additional correction formula is used to determine the dynamic drag coefficient of deformed droplets (Liu, Mather & Reitz 1993)

$$C_{D, \text{droplet}} = C_d (1 + 2.63y) \quad 0 < y < 1. \quad (10)$$

Where $y = 1$ when the particle is maximally distorted.

Liquid Breakup regimes:

The breakup of a liquid jet (shown in Fig. 1), into droplets is caused by a combination of different mechanisms: turbulence within the liquid phase, implosion of cavitation bubbles and external aerodynamic forces acting on the liquid jet. Depending on the injection parameters such as the relative velocity between liquid and gas, the liquid and gas densities and the liquid viscosity and surface tension the contribution of each of the above mechanisms to the spray breakup varies.

Breakup regimes are typically classified in terms of the dimensionless numbers: Weber Number (We) and Ohnesorge number (Oh), as given by:

$$We = \frac{\rho_F V_{slip}^2 d_p}{\sigma}, \quad (11)$$

$$Oh = \frac{\mu}{\sqrt{\rho_P \sigma d_p}}. \quad (12)$$

Where the subscript P refers to the droplet (particle) and the subscript F refers to the surrounding fluid. Sometimes, the Weber number is defined using the particle radius. If a droplet is exposed to a gas flow, significant deformation starts at a Weber number of unity. Above a certain value of the Weber number, the droplet deformation leads to breakup. Typically, the following breakup regimes are observed: [6]

- Vibrational Breakup ($We < 12$).
- Bag Breakup ($12 < We < 80$).
- Stripping Breakup ($80 < We < 350$).
- Catastrophic Breakup ($We > 350$).

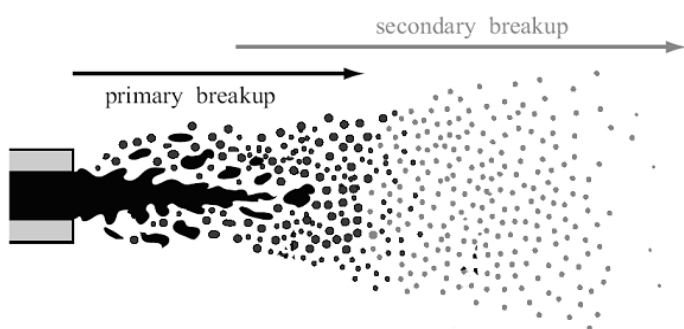


Fig. 1 – Primary and secondary breakup region

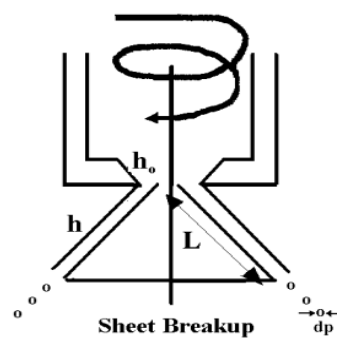


Fig. 2 – Pressure swirl atomizer

Primary breakup model (LISA) model:

Pressure swirl atomizers (shown in Fig. 2.) are often used in order to establish hollow cone sprays. These sprays are typically characterized by high atomization efficiencies. With pressure swirl injectors, the fuel is set into a rotational motion and the resulting centrifugal forces lead to a formation of a thin liquid film along the injector walls, surrounding an air core at the center of the injector.

Outside the injection nozzle, the tangential motion of the fuel is transformed into a radial component and a liquid sheet is formed. This sheet is subject to aerodynamic instabilities that cause it to break up into ligaments [6].

Secondary breakup model Taylor analogy breakup (TAB) model, (O'Rourke & Amsden 1987):

The TAB model is based on Taylor's analogy where the droplet distortion is modeled as a damped spring–mass system (shown in Fig. 3.). Droplet viscosity acts as the damping force while surface tension acts as the restoring force. Breakup occurs when the deviation of the particle equator from its equilibrium position becomes larger than half the droplet radius. The radii of the child droplets is determined by an energy balance between the parent and child droplets which results in:

$$\frac{r_{p,parent}}{r_{p,child}} = \left[1 + 0.4K + \frac{\rho_p r_{p,parent}^3}{\sigma} \dot{\gamma}_0^2 \left(\frac{6K-5}{120} \right) \right]. \quad (13)$$

Where K is the energy ratio factor which attains a value of $10/3$ and $\dot{\gamma}_0$ is the initial value of the distortion rate of change. For the TAB model, $\dot{\gamma}_0$ is assumed to be zero.

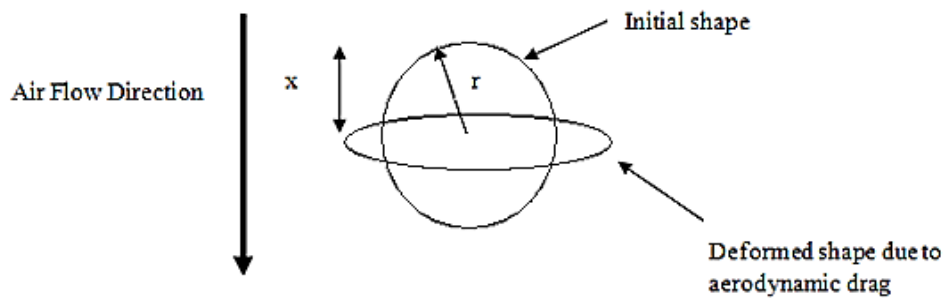


Fig. 3 – Droplet deformation in airflow (particle distortion) (by the TAB model)

Flamelet modeling:

Non-premixed flames can be used to describe general liquid combustion processes in gas turbines. The problem is simplified to the mixing and reaction of two opposing streams of fuel and oxidizer. The flamelet model employed in this case is based on the assumption that a turbulent diffusion flame appears as a steady, one-dimensional laminar strained flame.

This assumptions holds in many applications for turbulent gas diffusion flames [7–9] A flamelet model gives a compromise between accuracy of results and simulation time for reacting flows and simultaneously incorporates the detailed chemical kinetics for the turbulent combustion simulations. In order to couple the impact of the flow field on the flame structure and shape, the flamelet library is created for two input parameters, the mixture fraction and the so-called scalar dissipation rate. The relation between them is expressed by equation (14).

Within the model the scalar dissipation rate is considered as a parameter that incorporates the convection diffusion effect in the mixture fraction space. The information enclosed in the flamelet library, in the form of look-up tables, incorporates species, density and temperature profiles in the mixture fraction space required for further evaluation of the combustion characteristics and formation of pollutants. A statistical distribution of the mixture fraction and the scalar dissipation in the turbulent flow field is specified by a beta PDF function which provides the information for the mean values of the temperature, density and species mass fractions [8, 9].

$$\chi = 2D|\nabla f|^2. \quad (14)$$

Where D is diffusion coefficient and f is the mixture fraction

The principle of the flamelet generation is expressed by the set of the following partial differential equations (15) and (16) listed below for the species mass fraction and temperature T for a given scalar dissipation rates [8]:

$$\rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 Y_i}{\partial f^2} + S_i, \quad (15)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 T}{\partial f^2} - \frac{1}{2} \sum_i H_i S_i + \frac{1}{2 C_p} \rho \chi \left[\frac{\partial C_p}{\partial f} + \sum_i C_{p,i} \frac{\partial Y_i}{\partial f} \right] \frac{\partial T}{\partial f}. \quad (16)$$

NOx formation modeling:

Due to the low NO concentration, the effect of NOx formation process on the flow field is neglected. So the prediction of NO is post processed from the simulation. In this paper, the thermal and prompt mechanisms of NO formation were adopted [10]. For thermal and prompt NOx mechanisms, only the NO species transport equation is needed:

$$\Delta \cdot (\rho v Y_{NO}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{NO}) + S_{NO}. \quad (17)$$

Where Y_{NO} is the NO mass fraction, D is the effective diffusion coefficient, S_{NO} is the source term.

Geometrical parameters of can and annular combustion chamber:

In this investigation the computational domains consist a can type combustor and 20 degree sector of the single annular combustor with single fuel nuzzle and a double stage radial swirler, case and liner without any dilution holes, because in this study we are not going to simulate the combustion processes with primary and secondary dilution holes.

The can combustor consist of 3 section (fig. 4a): 1 – the area of combustion (burner), which houses the main air swirler and main gas and liquid fuel system; 2 – the area where air enters the burner domain through the radial swirler; 3 – radial swirler (fig. 4c, d).

For the single annular combustor (fig. 4b) the main combustion Air enters through a double radial swirler. The swirl number is sufficiently high to induce a vortex breakdown reverse flow zone along the axis. This is termed the internal reverse flow zone. In the concept this reverse flow zone remains attached to the back surface of the combustor, thereby establishing a firm aerodynamics base for flame stabilization, an external reverse flow zone is established. The flame is stabilized in the shear layers around the internal and external reverse flow zone.

Meshing

Unstructured tetrahedral meshes with prismatic layer were employed for this numerical simulation. Fig. 5 shows the tetrahedral meshes for the can and annular combustors in this study. In order to obtain the maximum resolution of injection, atomization of liquid fuel, Droplet evaporation, we need to create high quality tetrahedral mesh especially around or on the areas which are very important for predicting results and the accuracy of our numerical results. The total grid number for can combustor is 3 700 000 elements with high quality and prismatic layers near the walls and about 10 000 000 for single sector annular combustor.

If we plot a typical velocity profile in the near-wall region, we can see that we have a large change in velocity in the wall normal direction and it is important to our CFD simulation that we capture this gradient correctly. To do this, we need to use inflation layer meshing to accurately capture the boundary layer region for any wall-bounded turbulent flows.

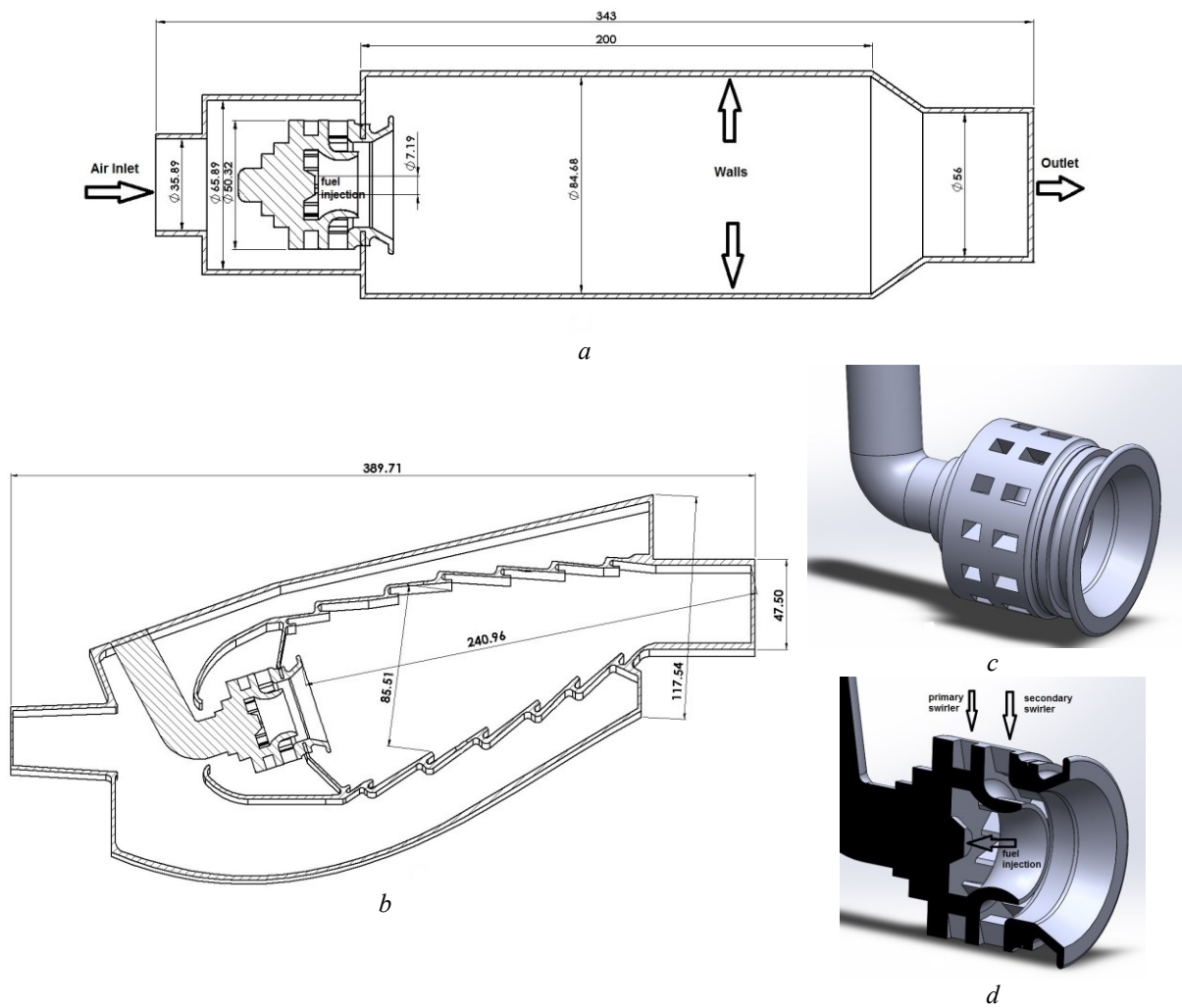


Fig. 4 – 3D model of combustors and radial swirler:
a – Can combustor with double stage radial swirler; *b* – Annular combustion chamber without any primary or secondary dilution holes, with double stage radial swirler; *c* – double stage radial swirler; *d* – cut-plane of radial swirler

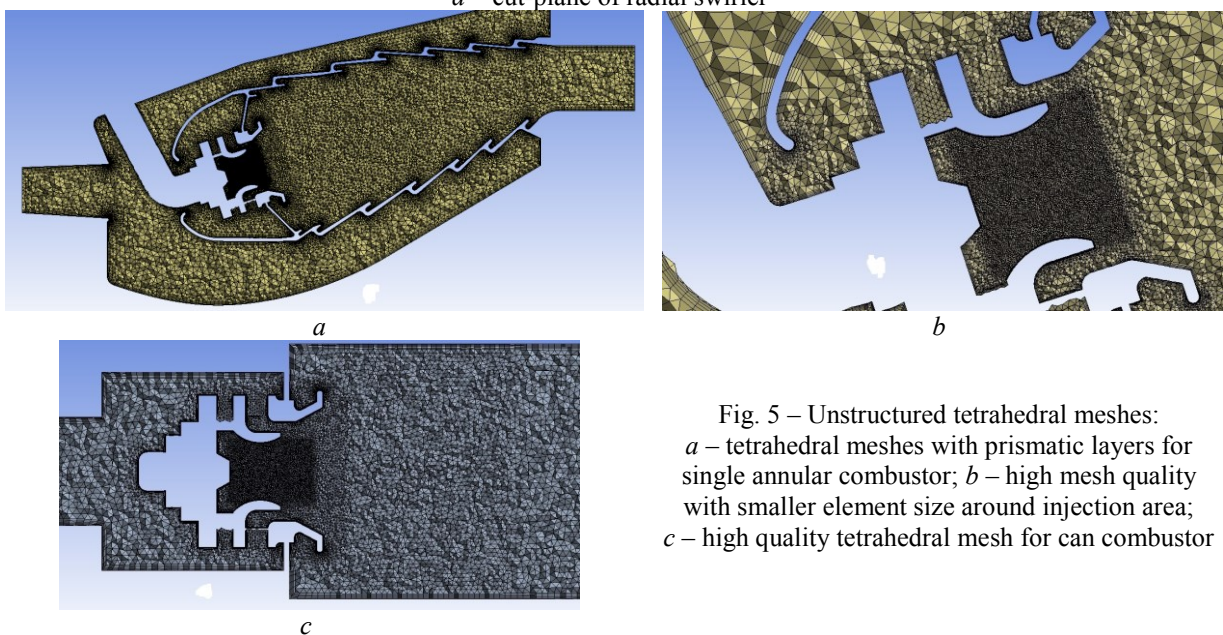


Fig. 5 – Unstructured tetrahedral meshes:
a – tetrahedral meshes with prismatic layers for single annular combustor; *b* – high mesh quality with smaller element size around injection area; *c* – high quality tetrahedral mesh for can combustor

Boundary conditions:

In this paper, no slip and adiabatic boundary were set up for all the walls of the combustors. The pressure outlet boundary was specified at the combustor outlet. Mass flow inlet boundary was set for the fuel and air inlet. Liquid Jet A was set up for fuel with LISA and TAB model for primary and secondary break up modeling. The mass flow rate, temperature and pressure of air are 0.8 kg/s, 650 [K] and 9 [atm] respectively. There are 3 types of fuels sprayed from the single nozzle into the combustor, and the parameters of injection in Table 1.

Table 1.

Fuel injection data for 3 various fuel sprays

Injection conditions	Case-1	Case-2	Case-3
Pressure difference of injection [atm]	34	40	47
Spray angel [deg]	20	25	35
Diameter of Nozzle [mm]	1	1.2	1.5
Temperature of Fuel [K]	300	300	300
Mass flow rate [kg/s]	0.023	0.023	0.023
Surface tension	0.024	0.024	0.024

Results and discussion:

The combustor performance was evaluated through the analysis of the temperature and NO distribution for different injection conditions.

Temperature distribution with various initial fuel droplet diameters:

Figure. 6 shows the temperature distribution inside the can combustor for the liquid fuel, in various initial droplet diameters. As seen in Figure 6, obvious differences are observed on the flame temperatures and structures respectively for the 3 various cases. The maximum flame temperature inside the combustor is obtained, which is 2128 K for case 3 and in this case the initial diameter of droplets are 79 microns. The maximum flame temperature in Case 2 is 2099 when the initial droplet diameter is 67 microns and for case 1 is 2096 K respectively in initial diameter of 52.15 microns of droplets. The maximum flame temperatures and the shape of flame inside the combustor for these 3 cases are not significant but the flame shape in case 3 is more uniform than the other cases due to vaporization process of liquid kerosene in this case .it is clear that droplet vaporization process time, will decrease, when droplet diameters are minimum. In case 3 the injection pressure drop is 47 atm so the initial droplet diameters are minimum despite of fuel nozzle geometrical parameters. As it is shown in Figure. 6, due to the vaporization process of liquid droplets of fuel, a low temperature region in the central recirculation zone is obtained for the all of the cases respectively. However, due to the rapidly mixing of gas and air, the temperature in the central recirculation zone in Case 1 is higher than 2 other cases. The outlet temperature in all cases are almost 1610 K.

NO distribution (analyze emission process):

The NO mass fraction distribution inside the can combustor for the combustion of liquid kerosene is shown in Figure 7. As seen in Fig. 7, the NO mass fraction distribution is similar to the temperature distribution inside the combustor. By obtaining the results of our simulation, it is clear that the maximum concentration of NO will obtain where, there is maximum temperature. So the maximum NO mass fraction is obtained for case 1 (1.854 ppm). The NO distribution for case 2 and 3, are almost 1.57 ppm.

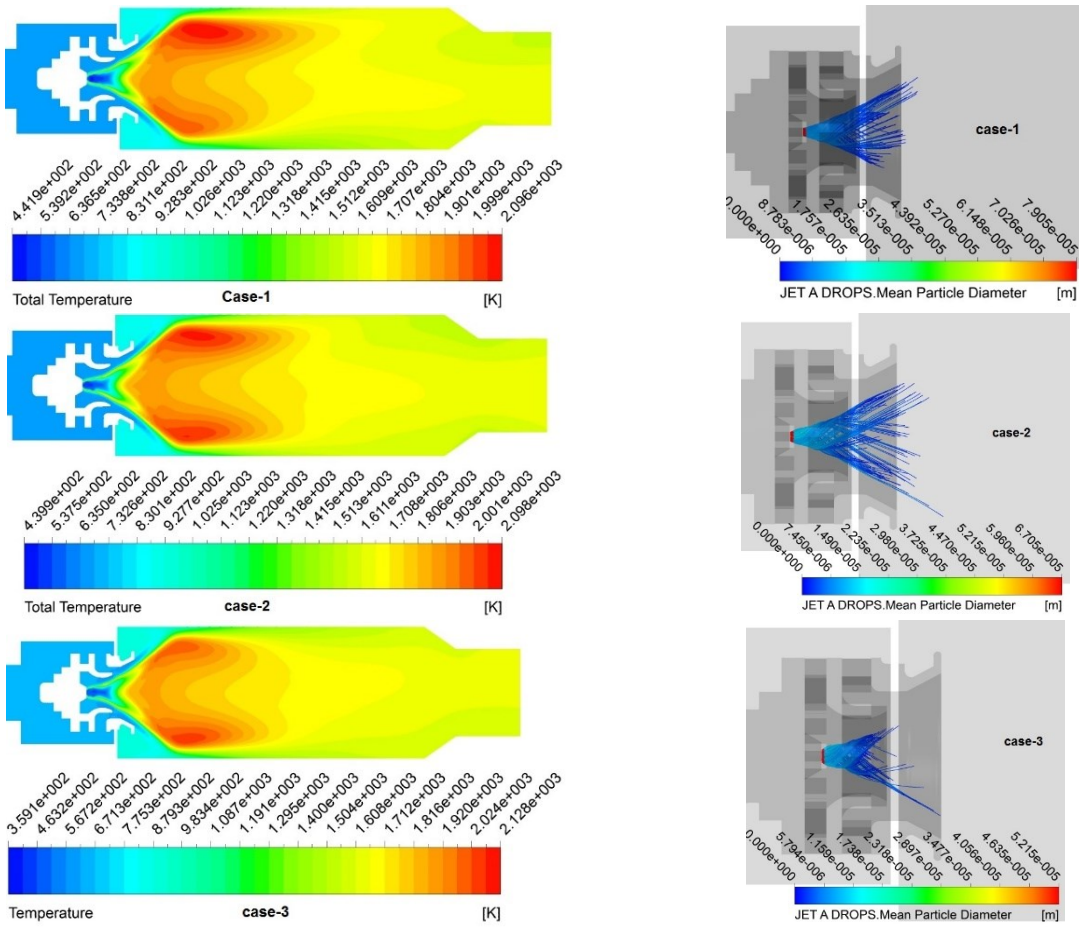


Fig. 6 – contours of temperature distribution inside the can type combustor along the XY plane and initial droplet diameters in various condition of injection

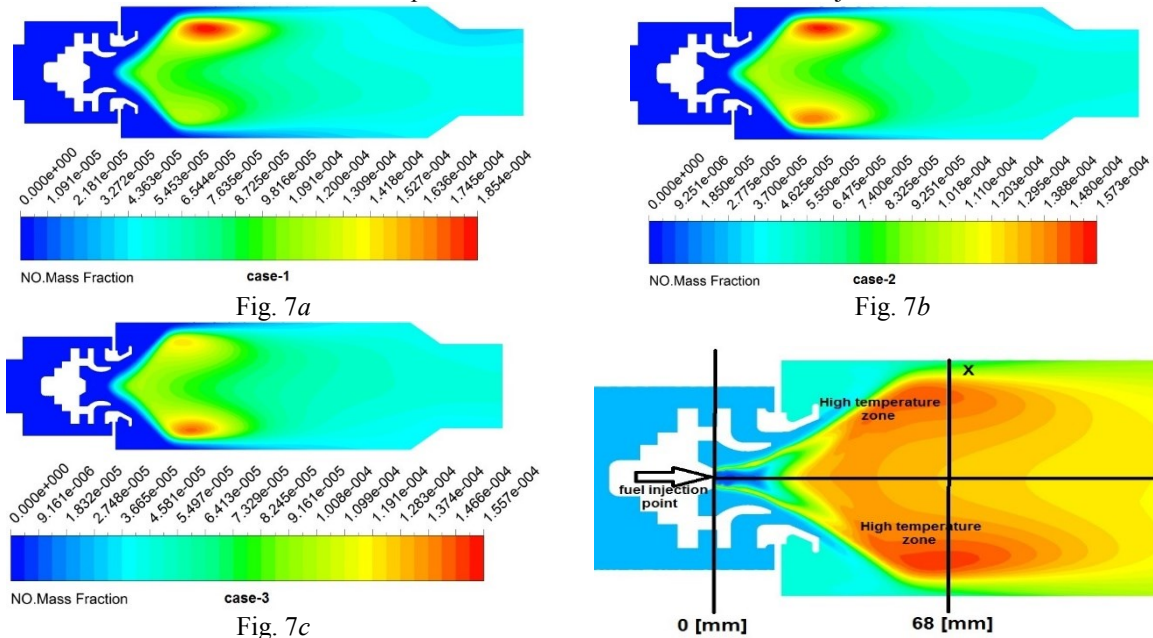


Fig. 7 – Contours of NO distribution inside the can type combustor along the XY plane in various condition of injection

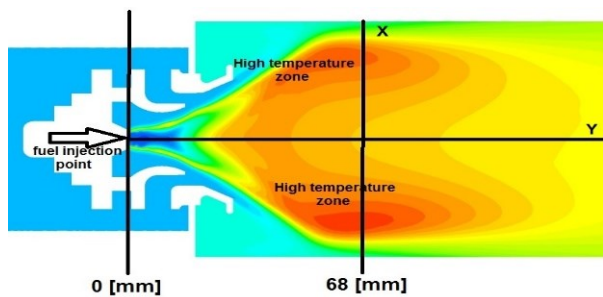


Fig. 8 – Lines with points along radial and axial distances of combustor

The shape and distribution and concentration of NO depends on many factors such as different condition of atomization of fuel in different combustion and design of dilution holes in order to decrease the temperature inside the burner. The concentration of NO at the outlet of combustor for case 1, 2, and 3 are 0.467 ppm, 0.442 ppm, 0.4332 ppm.

Temperature and No distribution on diagrams

In this part of study we will show all the results above, on diagrams which shows distribution of NO and temperature along the X and Y system of coordinate inside the combustor. These coordinates start at the injection point of fuel atomizer to the outlet of combustor. A vertical Y coordinate 68 mm from injection point of fuel atomizer along the combustor (shown in figure 8) will show NO and temperature fluctuations at the radial distance of combustor. All diagrams are shown in figure 9.

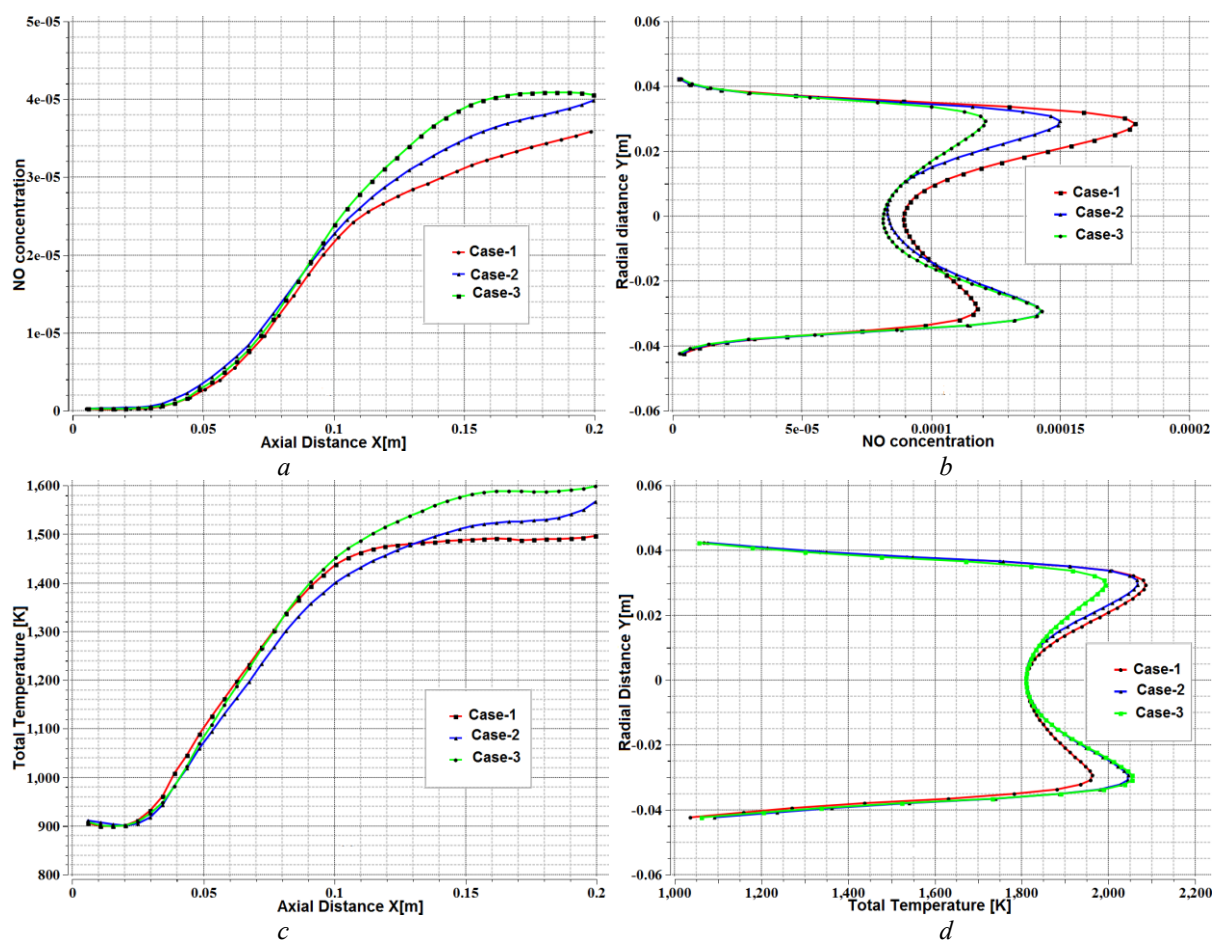


Fig. 9 –Diagrams of NO and temperature distribution:

a – NO distribution along the combustor; *b* – NO distribution along the radial distance;
c – Temperature distribution along the combustor; *d* – Temperature distribution along the radial distance

Perform the case-3 injection characteristics on a real gas turbine combustor

In this study we selected case-3 injection data to perform on a real gas turbine combustor without any dilution holes, because of the 1-high injection pressure to have minimum of initial droplet sizes.2-shorter vaporization time of droplets.3-uniform distribution of temperature along and inside the combustor. The behave of droplets and its sizes and time of vaporization are shown in figure 10. The NO and temperature distribution in this simulation are shown in figure 11.



Fig. 10 – Droplet characteristics:

a – Droplet evaporation time [s]; *b* – Diameter of fuel droplet [mm]

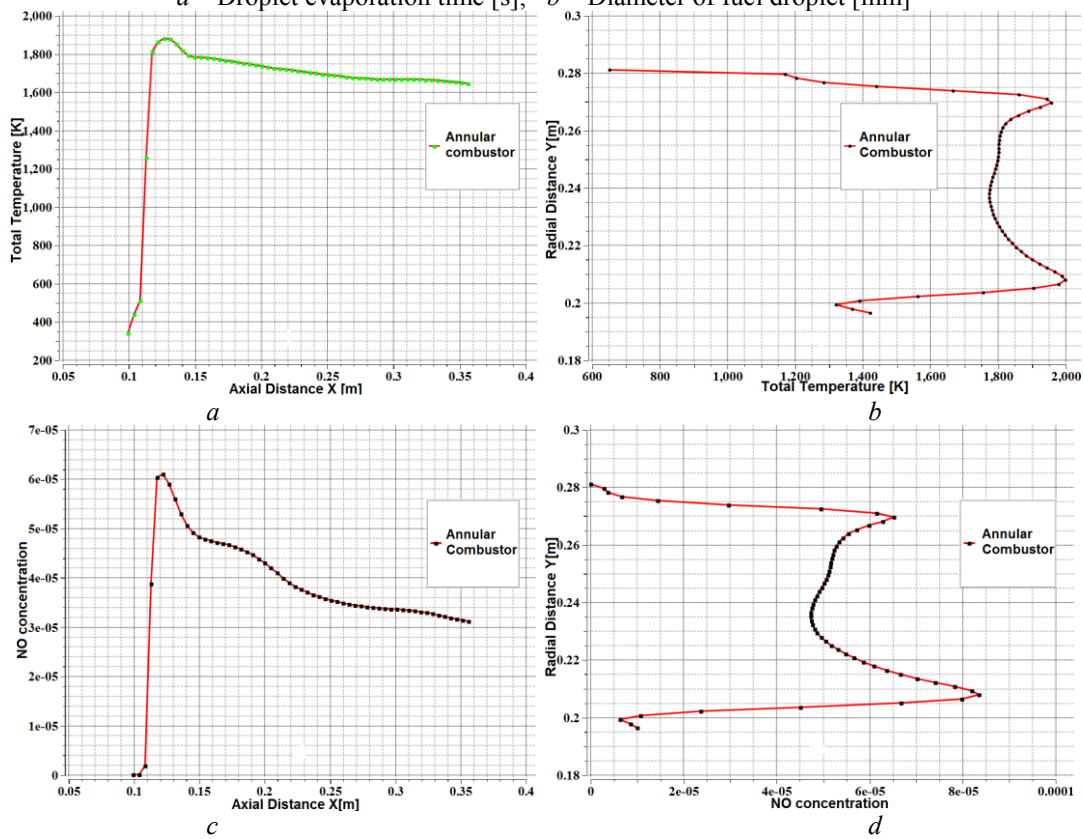


Fig. 11 – Diagrams of NO and temperature distribution:

a – temperature along the combustor; *b* – temperature along the radial distance;
c – NO along the combustor; *d* – NO along the radial distance

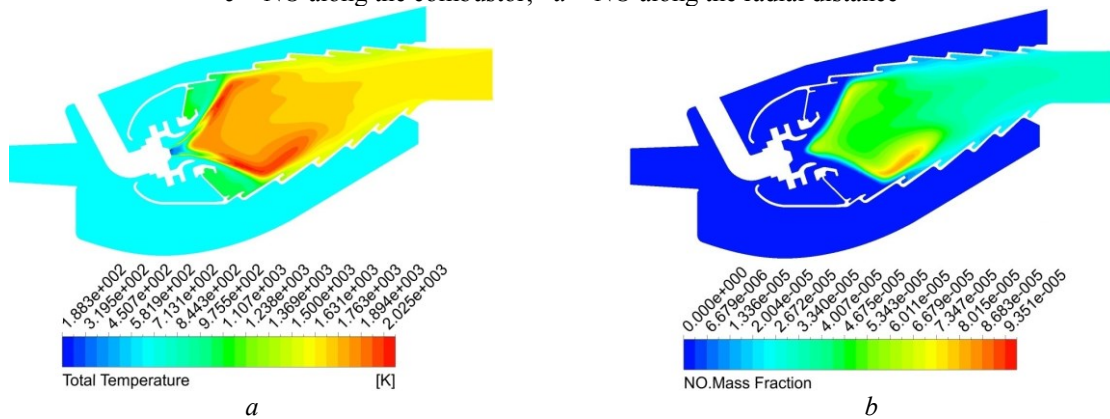


Fig. 12 –Contours of temperature and NO distribution:

a – temperature distribution along the combustor; *b* – Concentration of NO and its distribution

In figure 10 it is clear that the initial droplet size in 47 atm of pressure drop of injection, in fuel atomizer, is almost 50 microns, in fact comparing with case 3 there is not a significant difference and the maximum time of evaporation of droplets is 0.00027 s.

In figure 12 NO and temperature distribution contours are shown in this type of annular combustor without any primary and secondary or dilution holes.

The maximum temperature is 2025 K and the shape and structure of flame depends on injection conditions. The outlet temperature and NO is 1613 K and 2.874 ppm which it has not a significant difference with our simulation in 3 cases. The maximum concentration of NO is 9.351 ppm where have a high temperature, which is higher than 3 numerical cases in this paper because our shape and geometrical parameter and sizes in this case, is absolutely different from the can type of combustor, and the volume of our annular combustor is more that the can type in this investigation, so there will be not adequate air for cooling the area of combustion with high temperature which has a high temperature regions.

To reduce the level of NO emission we should design the primary and secondary dilution holes for cooling the high temperature areas in our burner means the liner in this case.

Beside that the form and shape of fuel spray play a very important role to create and provide minimum fuel droplets with high efficiency of injection.

Conclusion

Numerical simulation was carried out in this study to investigate the liquid combustion performance and emissions for the can and annular type of combustors in 3 various cases and a single case for annular combustor.

All the simulation in this paper were performed with ANSYS CFX 15 with a detailed chemistry in PDF flamelet model of combustion and the flame temperature and species concentration distributions inside the combustor were obtained. The results of simulation showed that the appropriate case for our annular combustor simulation, is case 3 which the spray angel was 35 degree with a 1.5 mm diameter of nozzle and 47 atm for pressure difference of injection. The results in this case showed that in a high pressure difference in our pressure swirled atomizer, we reached the minimum fuel droplet diameter of 50 microns, with a minimum time of droplet evaporation.

This investigation was a parametric simulation of combustion of liquid kerosene which means that, first of all the simulation were performed in a simple can type combustor to understanding the problem and select one of them, which has a good results to perform on a real gas turbine combustion chamber.

All of the outlet temperature in this simulation were almost 1610 K but the structure and shape of the flames were different because of injection various initial conditions: 1 – injection pressure difference 2 – spray angel 3 – diameter of fuel nozzle 4 – the method of primary and secondary breakup of liquid fuel.

Literature: 1. Clayton, T. C. Multiphase handbook [Text] / T. C. Clayton. – USA, 2006. – 1128 p. 2. Lefebvre, A. H. Combustion alternative fuel and emissions [Text] / A. H. Lefebvre, R. B. Dilip. – London, New York : CRC Press-Taylor&Francis Group. – 560 p. 3. Gang, P. Combustion of reformed gas and liquid fuel in CRGT combustor [Text] / P. Gang, Z. Hongtao // Izgaranje poboljšanog plina i tekućeg goriva u CRGT komori izgaranja. – P. 715–722. – ISSN 1330-3651 (Print), ISSN 1848-6339 (Online) UDC / UDK 621.438.057:519.876.5. 4. Jeongkuk, Y. A Basic Study of the Behavior Characteristics of Gas- and Liquid- phase Fuel Spray [Text] / Y. Jeongkuk, K. Mincheol // Proceedings of the 6th WSEAS International Conference on FLUID MECHANICS (FLUIDS'09). — P. 80–85. – ISSN 1790-5095. – ISBN: 978-960-474-40-6. 5. Man, C. F. External characteristics spray atomization from a nasal spray device [Text] / C. F. Man, K. Inthavong, Y. William // Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO. Melbourne, Australia 9-11 December 2009. – P. 1–6. 6. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX

Release 15.0 [Электронный ресурс] / ANSYS, Inc. // Southpointe 275 Technology Drive. – Canonsburg : PA 15317, 2015. – 352 p. – 1 CD-ROM. **7.** Warnatz, J. *Combustion Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, experiments, Pollutant Formation* [Text] / J. Warnatz, M. U. Dibble. – Berlin : Springer, 2001. **8.** Paterson, P. M. *Combustion of kerosene in counter-Flow Diffusion Flames* [Text] / P. M. Paterson, A. G. Kyne, M. Pourkashian // *AIAA Journal of Population and Power*. – 2001. – 17(2) – P. 453–460. **9.** Peters, N. *Laminar Diffusion Flamelet Models in Non Premixed turbulent combustion* [Text] / N. Peters // *Prog. Energy Comb. Sci.* – 1984. – P. 319–339. **10.** Hashemi, S. A. *Investigation of the effect of air turbulence intensity on NOx emission in non-premixed hydrogen and hydrogen-hydrocarbon composite fuel combustion* [Text] / S. A. Hashemi, A. Fattahi, G. Sheikhzadeh // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2011. – 36. – P. 10159–10168.

Bibliography (transliterated): **1.** Clayton, T. C. *Multiphase handbook*. USA, 2006. Print. **2.** Lefebvre, A. H, and R. B. Dilip. *Combustion alternative fuel and emissions*. London, New York : CRC Press-Taylor&Francis Group. Print. **3.** Gang, P., and Z. Hongtao. "Combustion of reformed gas and liquid fuel in CRGT combustor." *Izgaranje poboljšanog plina i tekućeg goriva u CRGT komori izgaranja*. 715–722. ISSN 1330-3651 (Print), ISSN 1848-6339 (Online) UDC / UDK 621.438.057:519.876.5. Print. **4.** Jeongkuk, Y., and K. Mincheol. "A Basic Study of the Behavior Characteristics of Gas- and Liquid- phase Fuel Spray." *Proceedings of the 6th WSEAS International Conference on FLUID MECHANICS (FLUIDS'09)*. 80–85. ISSN 1790-5095. ISBN: 978-960-474-40-6. Print. **5.** Man, C. F., K. Inthavong and Y. William. "External characteristics spray atomization from a nasal spray device." *Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO. Melbourne, Australia 9-11 December 2009*. 1–6. Print. **6.** ANSYS, Inc. "ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 15.0." *Southpointe 275 Technology Drive*. Canonsburg : PA 15317, 2015. 1 CD-ROM. **7.** Warnatz, J., and M. U. Dibble. *Combustion Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, experiments, Pollutant Formation*. Berlin : Springer, 2001. Print. **8.** Paterson, P. M., A. G. Kyne and M. Pourkashian. "Combustion of kerosene in counter-Flow Diffusion Flames." *AIAA Journal of Population and Power* 17(2) (2001): 453-460. Print. **9.** Peters, N. "Laminar Diffusion Flamelet Models in Non Premixed turbulent combustion." *Prog. Energy Comb. Sci.* 1984. 319–339. Print. **10.** Hashemi, S. A., A. Fattahi and G. Sheikhzadeh. "Investigation of the effect of air turbulence intensity on NOx emission in non-premixed hydrogen and hydrogen-hydrocarbon composite fuel combustion". *International Journal of Hydrogen Energy* 36 2011. 10159–10168.

Received to editorial board 16.02.15

UDC 621.165:532.6

P. KLONOWICZ, PhD., Research Associate at IFFM PAS, Gdansk;
R. RUSANOV, M.Eng., Research Assistant at IFFM PAS, Gdansk;
A. RUSANOV, D.Sc., Prof., Deputy Director for Science at IPMach NASU, Kharkov;
P. LAMPART, D.Sc., Assoc. Prof., Head of the Centre of Heat and Power Engineering at IFFM PAS, Gdansk;
T. K. SUCHOCKI, M.Eng., Research Assistant at IFFM PAS, Gdansk;
J. SURWILO, M.Eng., Research Assistant at IFFM PAS, Gdansk

METHODS FOR DESIGN OF RADIAL-AXIAL TURBINES FOR ORC COGENERATION UNIT WORKING WITH MDM

The paper describes two methods of design of blading systems of radial-axial turbines for an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration unit working with silica oil MDM. Preliminary design of the turbine flow part draws on methods of 1D calculation and pre-selection of basic geometric characteristics. Final design involves also methods for construction of 3D geometry and methods of 3D flow calculations of the turbine flow part. 3D numerical calculations of turbine flows are made with the help of the software package IPMFlow, developed based on the earlier codes *FlowER* and *FlowER-U*, or using the software complex *ANSYS*. 100 kW ORC turbine designs with the single-stage radial-axial turbine are elaborated in this paper.

Key words: cogeneration unit, Organic Rankine Cycle, CFD, radial-axial turbine

Introduction

A promising direction in the development of energy saving technologies is the use of low-power cogeneration plants working on low-boiling working fluids. Such plants can be used for disposal of low-temperature thermal waste and for work on renewable fuels such as different types of biomass.

An important element of the ORC cogeneration plant is turbine. The peculiarity of low-power ORC turbines, that is its relatively small size, makes a non-trivial task to achieve an acceptable level of gas-dynamic perfection.

Centripetal turbines are widely used whenever a compact design is required, for example in turbocompressors. This type of stage is characterized by a relatively high efficiency and can process relatively large enthalpy drops. A highly loaded stage, especially for large particle fluids like MDM, can process pressure ratios over 100 and according to some authors even up to 400 [1]. For this reason they are attractive from the point of view of microcogeneration, when an ORC system is used [2].

The paper describes two methods of turbine design, the first method was developed at the Szwedzki Institute of Fluid-Flow Machinery, Polish Academy of Sciences (IFFM PAS) in Gdansk, the second – at the A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of National Academy of Sciences of Ukraine (IPMach NASU) in Kharkov. In the first method the software package *ANSYS* is used for the numerical investigation of viscous flow in turbines. A 3D turbulent flow model for the second method is realised in the program complex *IPMFlow*, which originates from the programs *FlowER* and *FlowER-U*. Also, examples of designs of flow parts of the radial-axial type turbines using these methods are presented.

An algorithm for the designing of turbine flow parts developed at IFFM PAS

The design process begins with 1D meanline calculations. The design data can consist of non-dimensional parameters such as velocity ratio, blade load coefficient, flow coefficient, specific speed or diameter etc. or alternatively, whenever specific constraints are imposed on the dimensions the parameters, of the dimensional parameters such as diameters or blade heights. The losses can be approximated by various correlations such as Traupel [3] or Abramov-Filipov-Frolov [4]. It can be assumed that the impeller is unshrouded or shrouded. The shrouded variant is usually preferable as it not only allows us to obtain a greater efficiency of the flow system, but in addition reduces the axial force acting on the shaft, because the cover acts as a partial relief. Fig. 1 shows how the isentropic efficiency of the turbine changes depending on the size of tip clearance. It can be observed that this solution gives efficiency benefits in the range of 3 to 5 percent for practical values of tip clearance. The disadvantages of the shrouding include more difficult technology and worsened structural properties. Nevertheless, the peripheral speeds in organic fluids are relatively small.

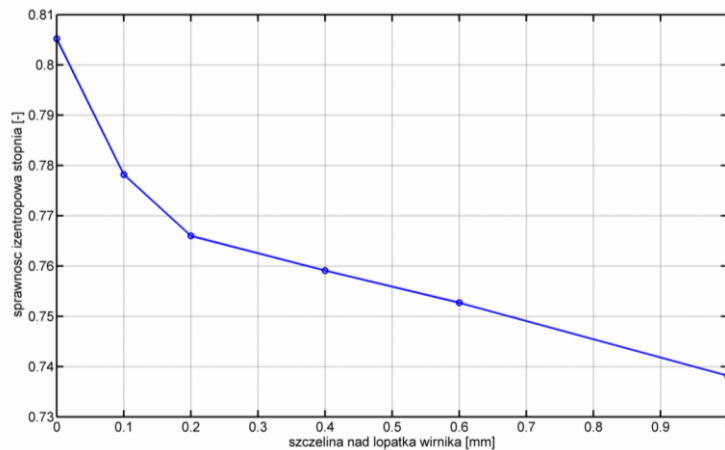


Fig. 1 – Internal efficiency of an exemplary centripetal stage with respect to the tip clearance size

Due to the high values of the Mach number at the nozzle outlet it is necessary to use de Laval nozzle. One of the methods of designing shape of the divergent part is the method of characteristics. This is to avoid the shock wave in the divergent part of the channel. The method of characteristics is used to solve the potential flow equation in supersonic regime [5, 6]

$$(u^2 - a^2)u_x + (v^2 - a^2)v_y + 2uvu_y - \frac{\delta a^2 v}{y} = 0 \tag{1}$$

with the assumption that the flow is irrotational

$$u_y - u_x = 0. \tag{2}$$

The thermodynamic closure can be defined as

$$V^2 = u^2 + v^2; \tag{3}$$

$$a = a(V). \tag{4}$$

The initial transonic line can be obtained from the Sauer [7] scheme

$$2\Gamma uu_x - v_y = 0, \tag{5}$$

where Γ is the fundamental constant for gas dynamics

$$\Gamma = 1 + \frac{\rho}{a} \left(\frac{\partial a}{\partial p} \right)_s. \tag{6}$$

An example of a nozzle shape can be seen in Figure 2.

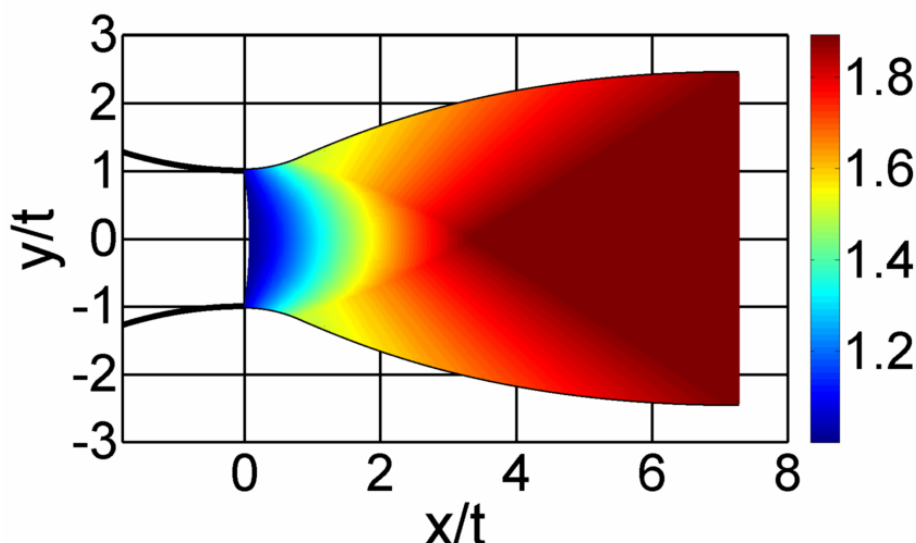


Fig. 2 – The distribution of Mach number in the convergent-divergent nozzle

When the nozzle shape is obtained, the blade shape can be constructed, Figure 3. The de Laval nozzle can be symmetric or asymmetric.

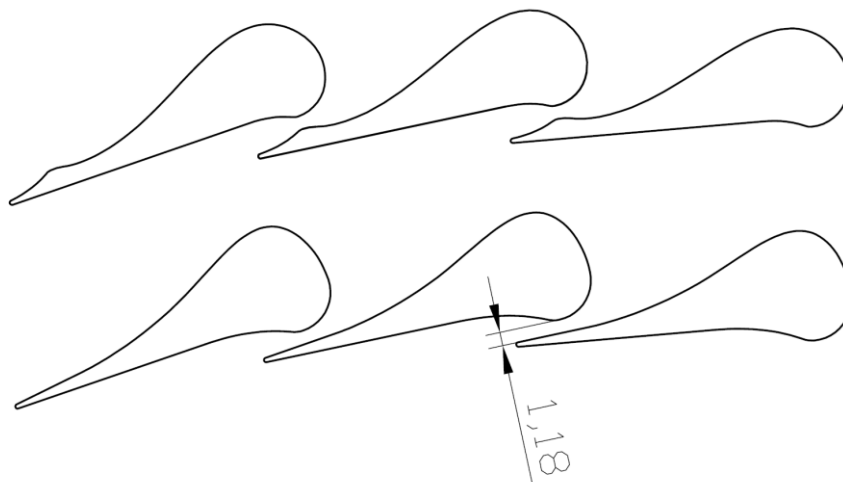


Fig. 3 – Examples of nozzle blades, top – symmetric, bottom – asymmetric

The rotor blade is designed in the *BladeGen* software, which is a part of the *ANSYS* software [8]. The whole passage is defined by hub and shroud curves, which can be built of splines or Bezier curves. The blade shape is defined as the distribution of the backbone line angle from inlet to outlet and its thickness. The distributions can again be made of splines or Bezier curves of any order. An example of a complete radial-axial stage is presented in Figure 4. Once the geometry is created, the stage can be analysed by means of three dimensional CFD. The domain discretisation is performed in *ANSYS TurboGrid* or *ICEM CFD* packages [8].

The designed radial-axial turbine is a 200 kW machine operating on MDM as a working medium. The inlet parameters are determined here as: pressure – 12 bar, temperature 553.5 K. For the cogeneration ORC installation, the temperature in the condenser was set at 363 K at the saturation pressure of 0.17 bar. The ORC cycle is equipped with a recuperator to

increase the cycle efficiency. The resulting pressure drop in the turbine blading system is equal to 70. The rotational speed of the rotor was assumed equal to 15000 rev/min.

Sample stator and rotor meshes used in the process of 3D computations of this ORC turbine are illustrated in Figures 5 and 6. Mach number contours at the mid-span section of the nozzles is presented in Figure 7. An example of pressure distribution in the rotor is shown in Figure 8. The turbine stages designed through the described methodology can easily achieve efficiencies approaching 90% despite of the fact that the stages are highly loaded and flow can have high Mach numbers.

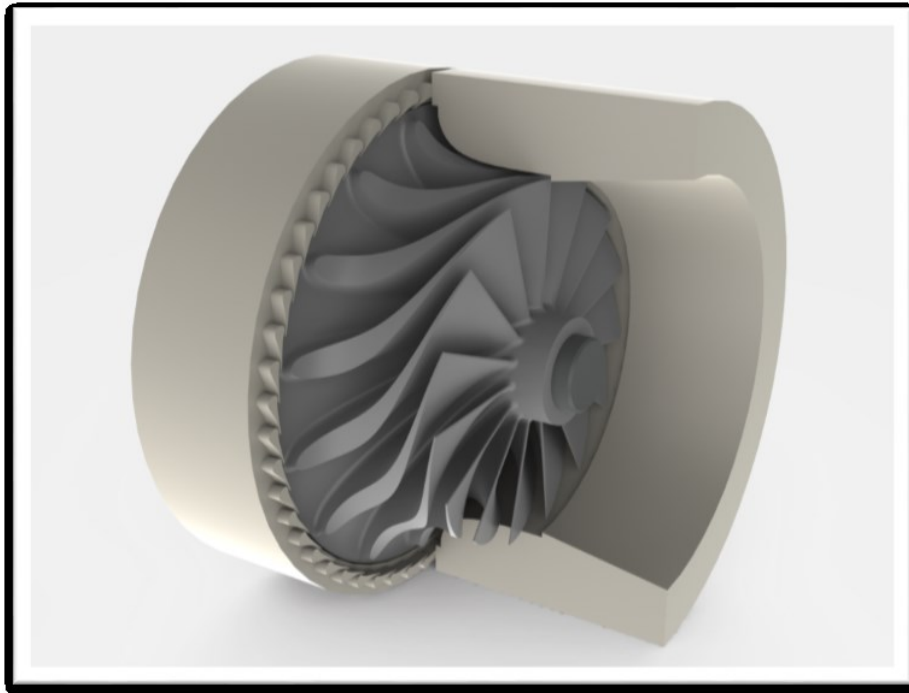


Fig. 4 – A model of the stator-rotor radial-axial turbine stage

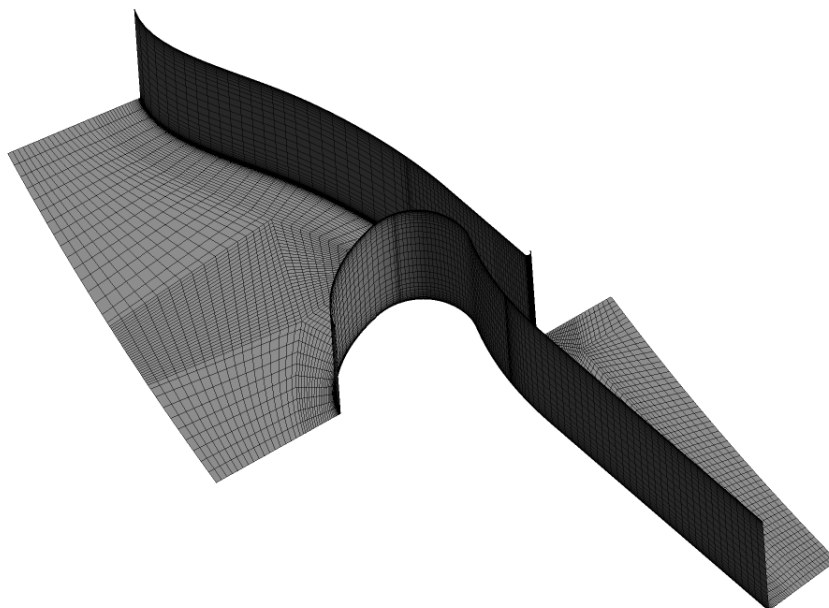


Fig. 5 – Example of a stator mesh

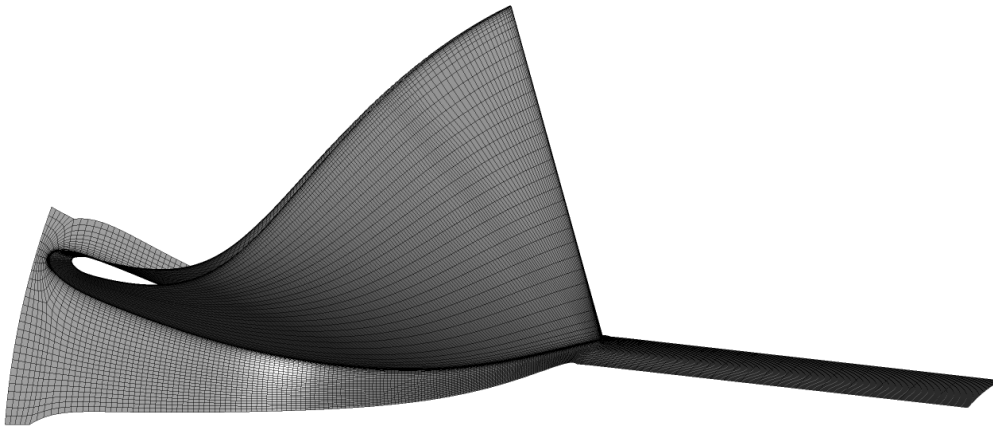


Fig. 6 – Example of a rotor mesh

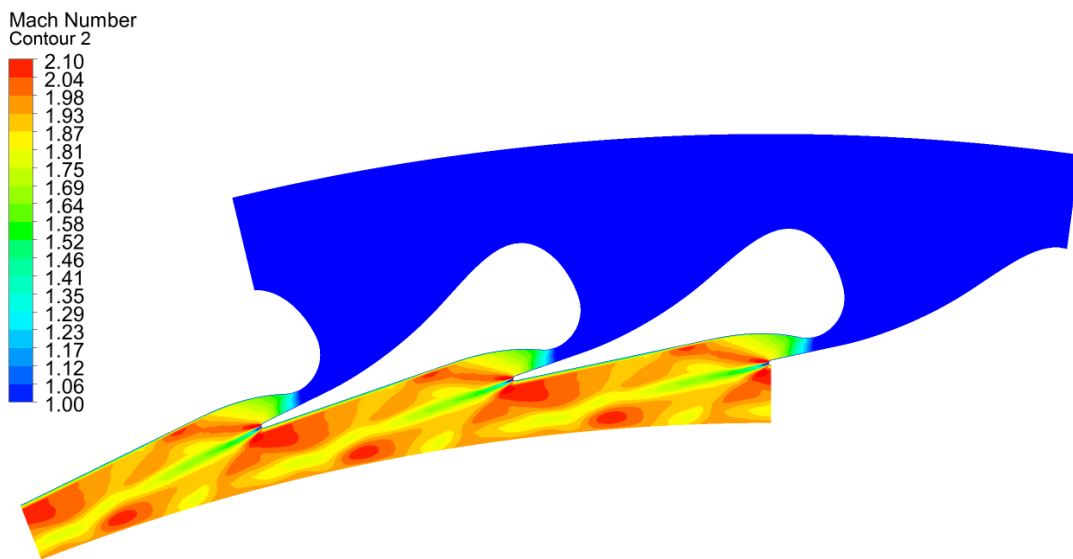


Fig. 7 – The distribution of Mach number in the nozzle at the mid-span

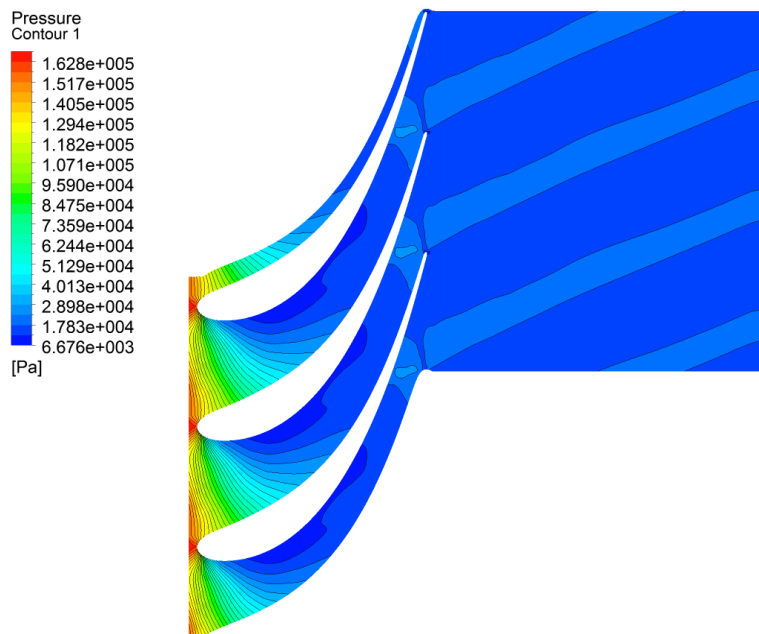


Fig. 8 – The pressure distribution in the rotor at the mid-span

A method for the designing of turbine flow parts at IPMach NASU

An algorithm for the designing of turbine axial and radial-axial types is introduced in Figure 9. The first step is a preliminary calculation of geometrical characteristics of the flow part using relatively simple methods, based on solving one-dimensional or quasi-axial-symmetric equations [9, 10].

To construct the full three-dimensional geometry of the flow part on the basis of the obtained geometric characteristics, analytical methods of profiling of flow parts are used. These methods allow us to build turbine stages of axial and radial-axial types.

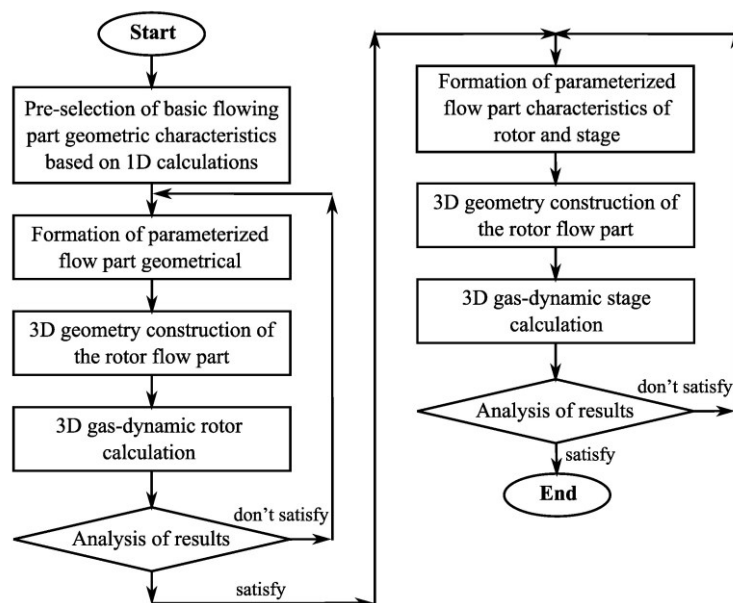


Fig. 9 – Flowchart of flow part stage designing

Calculations of three-dimensional turbine flows are performed using the program complex *IPMFlow*. Most of 3D calculations are performed on coarse grids (with a relatively small number of cells). The refined grids are used only for final calibration calculations. The algorithm of designing the flow part is automated. Several methods for solving optimization tasks such as the Nelder-Mead method and genetic algorithms are used to generate new values of variable parameters (geometric characteristics of the flow part). An automated approach usually requires several hundreds of iterations [9, 11]. Stochastic methods allow for searching of global extremes, but this usually involves increased computational costs [12, 13]. In the given examples, it took up to one hundred 3D calculations to obtain the final form of one stage.

Building of 3D geometry of the flow part

For building the radial-axial turbine stage, a method described in [14] is used (Fig. 10). The leading edge is assumed parallel to the rotational axis x , the trailing edge is normal.

Tip and hub endwalls are described by curves consisting of an arc and a straight connected with the arc. Initial data for the construction of meridional endwalls are: r_{max} , r_{min} – maximum and minimum radiuses of the rotor channel; x_{max} rotor width; l_{in} , l_{ex} – inlet and exit heights; α_{in}^{hub} , α_{ex}^{hub} , α_{in}^{tip} , α_{ex}^{tip} – angles of the tip and hub endwalls at the inlet and exit (Fig. 10).

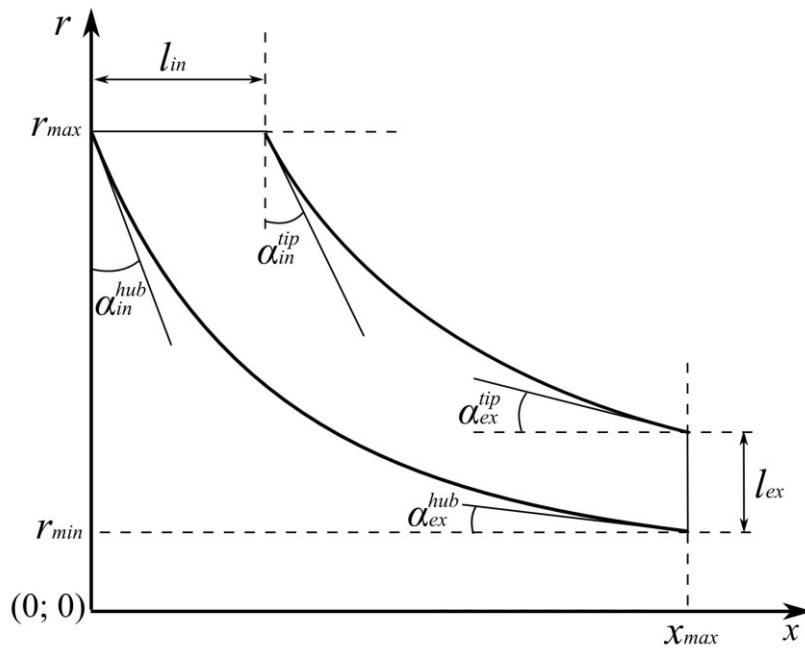


Fig. 10 – View of the rotor in the meridional plane

The blade is defined on two sections of rotational surfaces of the tip and hub endwalls. The sections are described by coordinates: $r\varphi$ – along the circumference; s – distance from the leading edge. Profile coordinates on rotational surfaces of the tip and hub endwalls are found as a sum of coordinates for the mean line $r\varphi_{ml}$ (Fig. 11a) and profile thickness $\Delta r\varphi$ (Fig. 11b):

$$r\varphi(s) = r\varphi_{ml}(s) + \Delta r\varphi(s). \quad (7)$$

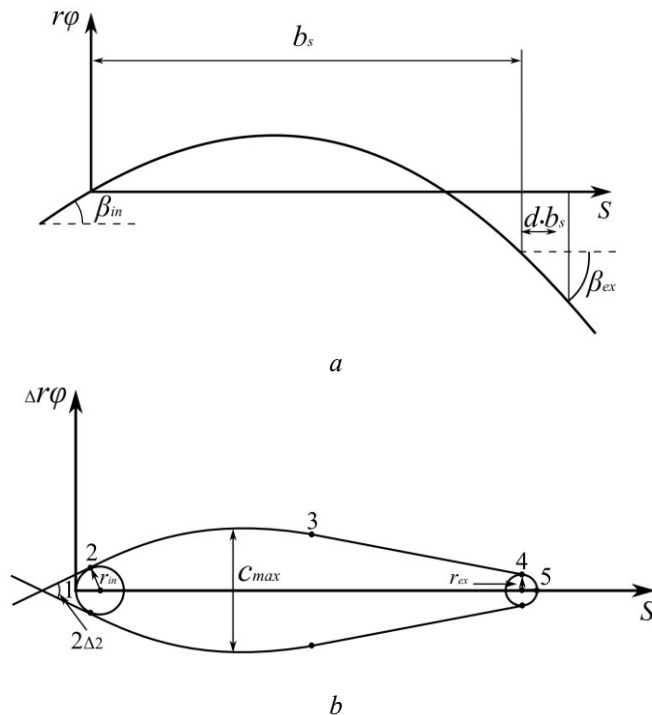


Fig. 11 – Blade section: *a* – blade mean line; *b* – blade thickness with respect to the mean line

The mean line is a 3-rd order polynomial (Fig. 11a):

$$r\varphi_{ml} = \sum_{i=0}^3 a_i s^i, \quad (8)$$

where a_i – coefficients. The profile, symmetrical with respect to the mean line is composed of: 1-2 – leading edge; 2-3 – circle arc; 3-4 – straight interval; 4-5 – trailing edge.

The initial data for building the profile are: b_s – profile width; β_{in} , β_{ex} – mean line angles at the leading and trailing edge; r_{in} , r_{ex} – leading/trailing edge radiuses; c_{max} – maximum profile thickness; $\Delta\alpha$ – leading edge angle; d – distance from the trailing edge, where the second derivative of the mean line equals 0 (Fig. 11).

3D flow calculation method

For numerical investigations of flow, the software complex *IPMFlow* is used, which is the development of the software systems *FlowER* and *FlowER-U*. It implements the following elements of the mathematical model: the Reynolds-averaged nonstationary Navier-Stokes equations, SST differential two-parameter model of turbulence of Menter, implicit quasi-monotone high-order ENO-scheme. To account for real thermodynamic properties of the working fluid the Tammann equation of state or the modified Benedict-Webb-Rubin equation of state with 32 coefficients are used. The results of computations obtained from the code *IPMFlow* have the necessary reliability in the qualitative structure of flow and in the quantitative characteristics of the isolated turbine cascades and turbine as a whole [15, 16].

Example of design of the flow part of a radial-axial ORC turbine

The designed ORC turbine is a 100 kW machine operating on MDM as a working medium. The inlet/exit parameters were determined the same as for the 200 kW machine. The resulting pressure drop in the turbine blading system was also equal to 70. The rotational speed of the rotor was assumed this time equal to 14000 rev/min. Main geometric characteristics of the stator/rotor (S, R) configuration, including inlet/exit radiuses (r), blade heights (h) and blade numbers (z) are given in Table 1. The minimum blade height is here 5.43 mm. The meridional section of the turbine stage and hub-to-tip rotor sections together with an isometric view of the blading system are presented in Figure 12.

Table 1.
Geometric characteristics of flow path for radial-axial turbine

r_{in}, S	r_{ex}, S	l_{in}, S	l_{ex}, S	z, S	r_{in}, R	$r_{mid.ex}, R$	l_{in}, R	l_{ex}, R	z, R
232,96	199	5.43	5.43	57	185	85.105	5.43	70.19	11

Although the flow system consists of only one stage which consumes a large pressure drop, flow pictures such as velocity vectors in meridional and blade-to-blade sections or static pressure contours look favourable, Figures 13–16. The maximum Mach number in the entire flow domain does not exceed 2. The flow patterns do not exhibit shock phenomena nor separations. As a result, the flow efficiency is high and equals 88.5 %.

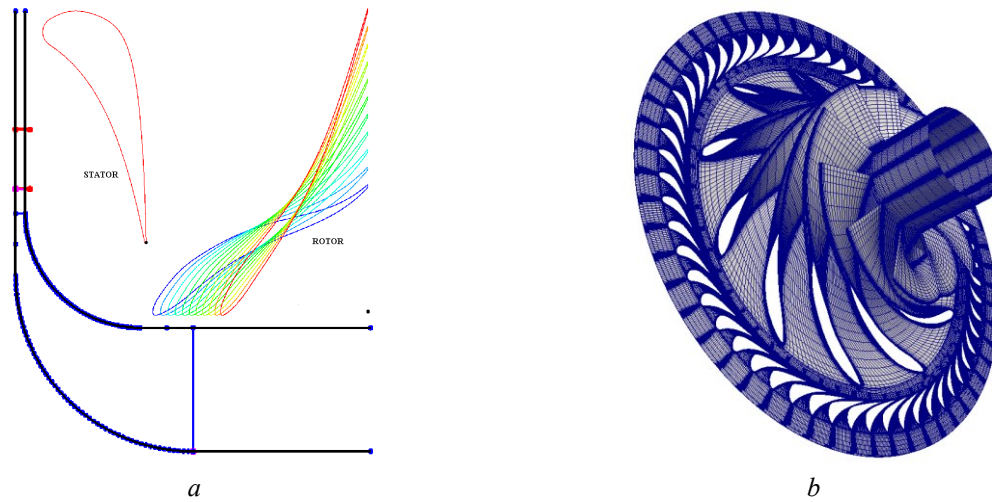


Fig. 12 – View of the flow system for the radial-axial turbine:
 a – meridional section; b – isometric view

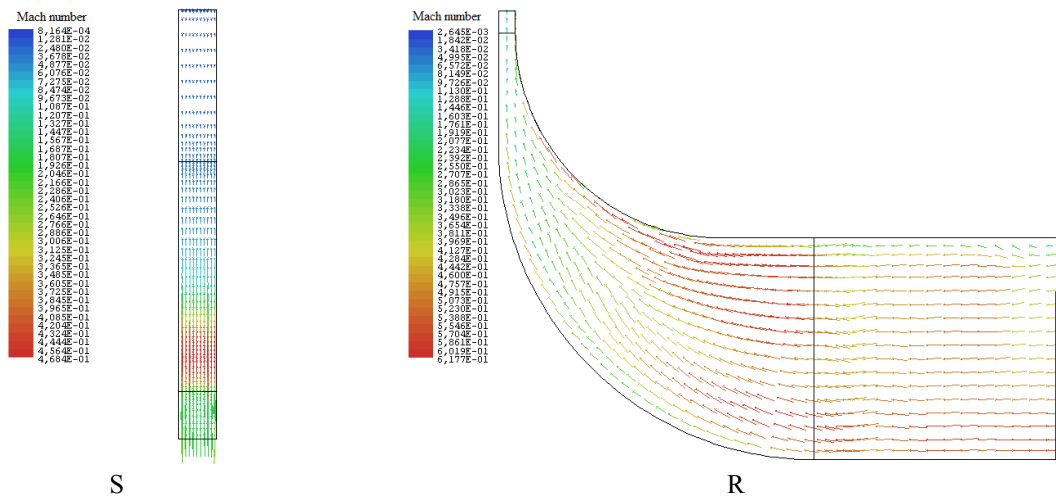


Fig. 13 – Velocity vectors colored by Mach number at mid ade-to-blade section

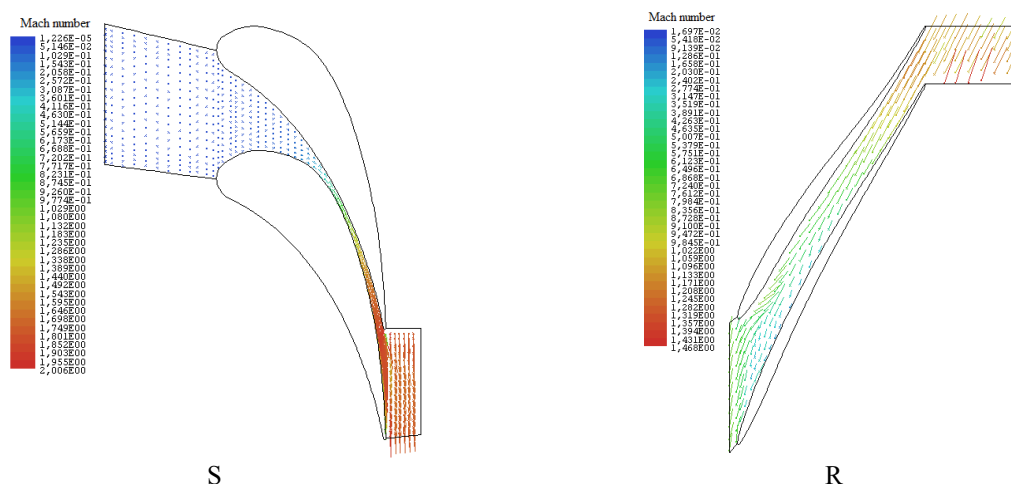


Fig. 14 – Velocity vectors colored by Mach number at mid blade span

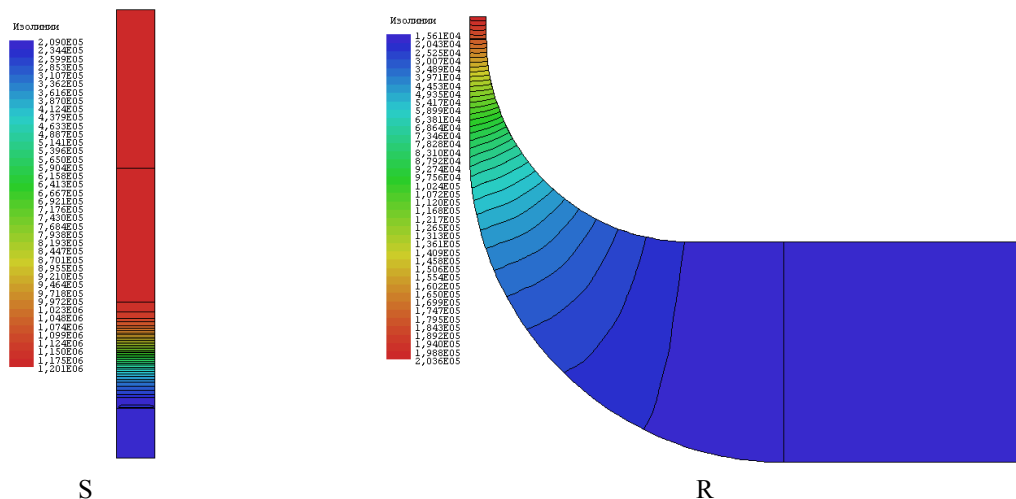


Fig. 15 – Static pressure contours at mid blade-to-blade section

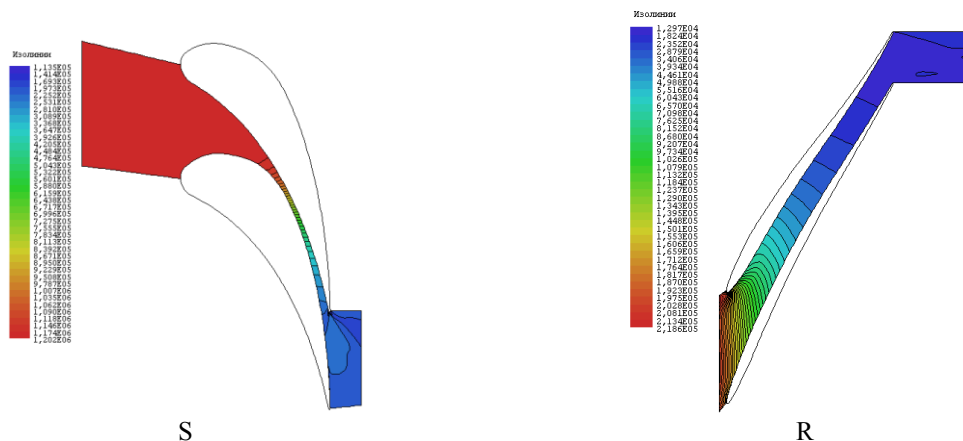


Fig. 16 – Static pressure contours at mid blade span

Conclusions

The described design methods enable the elaboration of radial-axial turbines for ORC cogeneration units. The methods are based on mathematical models of various levels of complexity – from 1D to 3D. 3D turbulent flow model is realised in the software complex *IPMFlow* or in software complex *ANSYS*. Two variants of the flow path of radial-axial turbines were presented. All turbine variants exhibit satisfactory flow efficiencies.

Literature: 1. *Casci, C.* Modern Research Topics in Aerospace Propulsion [Text] / C. Casci, G. Angelino, L. De Luca, W. A. Sirignano. – New York : Springer-Verlag, 1991. – 375 p. – ISBN-13: 9780387974170. 2. *Harinck, J.* Three-Dimensional RANS Simulation of a High-Speed Organic Rankine Cycle Turbine [Electronic resource] / J. Harinck, D. Pasquale, R. Pecnik, P. Colonna // First Int. Semin. ORC Power Syst. ORC. Delft. – 2011. – Available from: <http://orc2011.fyper.com/uploads/File/ORC%20BoA.pdf>. – 01.02.2015. 3. *Traupel, W.* Thermische Turbomaschinen [Text] / W. Traupel. – Springer Singapore Pte. Limited, 2001. 4. *Абрамов, В. И.* Тепловой расчет турбин [Текст] / В. И. Абрамов, Г. А. Филиппов, В. В. Фролов. – М. : Машиностроение, 1974. – 183 с. 5. *Zucrow, M. J.* Gas Dynamics Volume I and II [Text] / M. J. Zukrow, J. D. Hoffman. – John Wiley & Sons, 1976. – 772 p. 6. *Guardone, A.* Influence of Molecular Complexity on Nozzle Design for an Organic Vapor Wind Tunnel [Text] / A. Guardone, A. Spinelli, V. Dossena, V. Vandecauter // First Int. Semin. ORC Power Syst. ORC. – 2011. – 6 p. 7. *Sauer, R.* General characteristics of the flow through nozzles at near critical speeds [Text] / R. Sauer. – Washington : National Advisory Committee for Aeronautics. – 1947. – 20 p. 8. ANSYS Products CFX, Release 12. – Available from: <http://www.ansys.com>. – 10.03.2014. 9. *Бойко, А. В.* Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко. – Харьков : Вища школа, 1989. – 217 с.

10. Билан, А. В. Автоматизированное проектирование лопаток паровых турбин [Текст] / А. В. Билан, В. Н. Билан // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2006. – № 3(5). – С. 66–68.
11. Lampart, P. Direct Constrained Computational Fluid Dynamics Based Optimization of Three-Dimensional Blading for the Exit Stage of a Large Power Steam Turbine [Text] / P. Lampart, S. Yershov // Transactions of the ASME. Journal Engineering for Gas Turbines and Power. – 2003. – Vol. 125, No 1. – P. 385–390.
12. David, E. Goldberg. Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning [Text] / David E. Goldberg. – Addison-Wesley Professional, 1989. – 432 p. – ISBN-10: 0201157675, ISBN-13: 9780201157673.
13. Thevenin, D. Optimization and Computational Fluid Dynamics [Text] / D. Thevenin, G. Janiga. – Springer-Verlag, 2008. – 293 p. – ISBN 978-3-540-72152-9.
14. Русанов, А. В. Использование современных компьютерных технологий для создания высокоэффективных проточных частей радиально-осевого типа [Текст] / А. В. Русанов // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2013. – № 2(32). – С. 4–9.
15. Lampart, P. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases [Text] / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery. – 2002. – Poland : Politechnika Lodzka, Lodz. – Vol. 122. – P. 63–70.
16. Хомылев, С. А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 – верификация расчетного метода [Текст] / С. А. Хомылев, С. Б. Резник, С. В. Ершов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. трудов. – 2008. – № 6. – С. 23–31.

Bibliography (transliterated): 1. Casci, C. et al. *Modern Research Topics in Aerospace Propulsion*. New York : Springer-Verlag, 1991. ISBN-13: 9780387974170. Print. 2. Harinck, J. et al. "Three-Dimensional RANS Simulation of a High-Speed Organic Rankine Cycle Turbine." *First Int. Semin. ORC Power Syst. ORC. Delft., 2011*. Web. 01 February 2015 <<http://orc2011.fyper.com/uploads/File/ORC%20BoA.pdf>>. 3. Traupel, W. *Thermische Turbomaschinen*. Springer Singapore Pte. Limited, 2001. Print. 4. Abramov, W. I., G. A. Filipov and W. W. Frolov. *Tieplowoj rascziot turbin*. Moscow: Mashinostroenie, 1974. Print. 5. Zucrow, M. J., and J. D. Hoffman. *Gas Dynamics Volume I and II*. John Wiley & Sons, 1976. Print. 6. Guardone, A. et al. "Influence of Molecular Complexity on Nozzle Design for an Organic Vapor Wind Tunnel." *First Int. Semin. ORC Power Syst. ORC. 2011*. Print. 7. Sauer, R. *General characteristics of the flow through nozzles at near critical speeds*. Washington : National Advisory Committee for Aeronautics, 1947. Print. 8. *ANSYS Products CFX, Release 12*. Web. 10 March 2014 <<http://www.ansys.com>>. 9. Boiko, A. V., and Yu. N. Govorushchenko. *Osnovi teorij optimalnogo proektirovanija protochnoj chasti osevih turbomashin*. Kharkov : Vishcha shkola, 1989. Print. 10. Bilan, A. V., and V. N. Bilan. "Avtomatizirovanoe proektirovanie lopatok parovih turbin." *Kompresornoe I energeticheskoe mashinostroenie*. Sumi, 2006. Print. 11. Lampart, P., and S. Yershov. "Direct Constrained Computational Fluid Dynamics Based Optimization of Three-Dimensional Blading for the Exit Stage of a Large Power Steam Turbine." *Transactions of the ASME, Journal Engineering for Gas Turbines and Power* 125.1 (2003): 385–390. Print. 12. David, E. Goldberg. *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*. Addison-Wesley Professional, 1989. Print. 13. Thevenin, D., and G. Janiga. *Optimization and Computational Fluid Dynamics*. Berlin: Springer-Verlag, 2008. Print. 14. Rusanov, A.V. "Ispolzovanie sovremenihi komputernih tehnologij dlya sozdaniya visokoefektivnih protochnih chastej radialno-osevogo tipa." *Kompresornoe I energeticheskoe mashinostroenie* 2(32) (2013): 4–9. Print. 15. Lampart, P., S. Yershov and A. Rusanov. *Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases*. No 122. Poland : Politechnika Lodzka, 2002. 63–70. Print. 16. Homilev, S. A., S. B. Reznik and S. V. Ershov. "Chislenoe issledovanie obtakanija turbinih reshotok profilej: chast 1 – verifikaciya raschetnogo metoda." *Visnyk NTU "KhPI". Serija: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja*. No 6. Kharkov : NTU "KhPI", 2008. 23–31. Print.

Received to editorial board 16.02.15

УДК 621.165

В. П. СУББОТОВИЧ, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»;
А. Ю. ЮДИН, канд. техн. наук, с.н.с.; доц. НТУ «ХПИ»

ПОТОК БЕЗ ОСЕВОЙ СИММЕТРИИ ЧЕРЕЗ ВРАЩАЮЩУЮСЯ РЕШЕТКУ ТУРБОМАШИНЫ НА ПОВЕРХНОСТИ ТОКА S_2

Рассмотрено относительное установившееся течение идеального газа через вращающуюся решетку осевой турбомшины. Поверхности тока S_2 являются скрученными произвольным образом поверхностями. Используется цилиндрическая система координат, однако вектор скорости потока однозначно определен не тремя проекциями на координатные оси, а только двумя проекциями на направления, которые однозначно задаются геометрией поверхности тока. Для расчета течения без осевой симметрии в слое переменной толщины получено точное уравнение количества движения.

Ключевые слова: вращающаяся решетка, идеальный газ, уравнение количества движения.

Введение

Разработка новых теоретических методов, которые смогут успешно решать не только прямые, но и обратные аэродинамические задачи для элементов проточных частей турбин и возможно более полно учитывать особенности организации процесса оптимального проектирования, является актуальной проблемой турбиностроения.

На сегодняшний день нахождение решения прямой задачи о 3D-течении в решетке турбомшины является весьма непростым процессом, и отсутствует перспектива создания в обозримом будущем метода, который позволит находить точное решение обратной задачи теории решеток. Поэтому и предлагается дальнейшее развитие Q3D-подхода, всесторонне разработанного Ч.Х. Ву [1], в котором полагается, что поток движется в

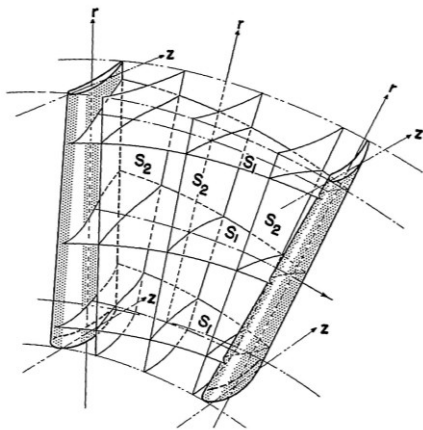


Рис. 1 – Поверхности S_1 и S_2

слоях переменной толщины по поверхностям тока S_1 и S_2 (рис. 1). В задачах на поверхностях тока для описания течений используются уравнения Эйлера. Задача решается для каждой поверхности отдельно с учетом взаимного влияния двумерных потоков. Сначала ищется осесимметричное решение на произвольно скрученных поверхностях S_2 в предположении, что оно дает удовлетворительные данные по осредненным параметрам потока через решетку, а потом на поверхностях вращения S_1 в слое переменной толщины определяются параметры потока в межлопаточном канале как отклонения от средних параметров. Очевидно, что для Q3D-подхода процесс поиска решения является итерационным процессом, а его сходимость зависит от рассмотрения степени взаимодействия течений на указанных поверхностях тока.

В методе решения обратной задачи на основе Q3D-подхода, разрабатываемом авторами [2–5], предлагается исключить итерационный процесс поиска решения и решать задачу в три этапа. На первом этапе задается геометрия двух соседних поверхностей S_2 , образующих слой переменной толщины, например, в середине канала, и определяются меридиональные очертания корня и периферии межлопаточного канала для этого слоя. На втором этапе решаются обратные задачи на поверхностях S_1 , таких которые могут иметь и скрученность, обусловленную вторичными течениями. На третьем этапе на основе формы

© В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, 2015

межлопаточного канала выполняется объемное профилирование лопатки.

Основные определения, обозначения и зависимости

Рассматривается относительное установившееся течение идеального газа в межлопаточном канале вращающейся решетки осевой турбомшины. Используется цилиндрическая система координат (r, z, θ) , ось z совпадает с осью турбомшины.

Выбран слой переменной толщины $\tau = \tau(r, z, \theta)$, ограниченный соседними поверхностями $S_2^{(i)}$ и $S_2^{(i+1)}$, и в нем – поверхность тока S_{2mid} , лежащая посередине между поверхностями $S_2^{(i)}$ и $S_2^{(i+1)}$. Течение в слое будем относить к этой поверхности.

Указана произвольная точка на поверхности S_{2mid} (рис. 2). Обозначены l_2 и m_2 проходящие через эту точку линии пересечения поверхности S_{2mid} с плоскостью $z = \text{const}$ и поверхностью $r = \text{const}$. Введены производные, следуя [1], которые берутся вдоль линии l_2 по переменной z и вдоль линии m_2 по переменной r :

$$\frac{\partial_r}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} r \frac{\partial \theta}{\partial z} \text{ при } r = \text{const}, \quad \frac{\partial_z}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} r \frac{\partial \theta}{\partial r} \text{ при } z = \text{const} \quad (1)$$

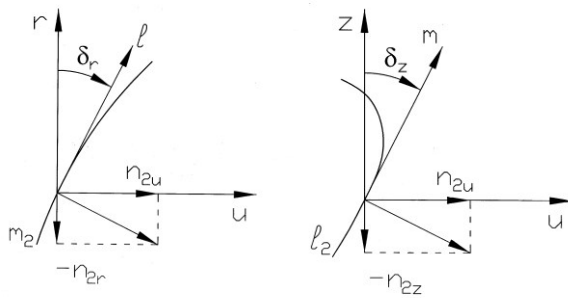


Рис. 2 – К определению направлений и углов

Заданы направления l и m , которые имеют общее начало в указанной точке и лежат на касательных к линиям l_2 и m_2 . Эти направления пересекаются под углом σ_2 , который однозначно определен геометрией поверхности S_{2mid} : $\cos \sigma_2 = \sin \delta_z \sin \delta_r$, [5].

Установлена связь между проекциями скорости потока W на координатные оси W_z, W_r, W_u и её проекциями W_l, W_m на направления l и m . Для этого проведена нормаль n_2 к поверхности S_{2mid} . Векторы W и n_2 – ортогональные векторы и их скалярное произведение равно нулю: $W_r n_{2r} + W_z n_{2z} + W_u n_{2u} = 0$. Тогда

$$W_u = W_r \operatorname{tg} \delta_r + W_z \operatorname{tg} \delta_z, \text{ где } \operatorname{tg} \delta_r = \frac{r \partial \theta}{\partial r} = -\frac{n_{2r}}{n_{2u}}, \operatorname{tg} \delta_z = \frac{r \partial \theta}{\partial z} = -\frac{n_{2z}}{n_{2u}} \text{ (рис. 2), и}$$

$$W_z = W_l \cos \delta_z, \quad W_r = W_m \cos \delta_r, \quad W_u = W_l \sin \delta_z + W_m \sin \delta_r. \quad (2)$$

Преобразование уравнения количества движения

Уравнение количества движения для трехмерного установившегося относительного движения идеального газа запишем в скалярной форме:

$$W_z \frac{\partial W_r}{\partial z} + W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} - \frac{W_u^2}{r} - \omega^2 r - 2\omega W_u = -v \frac{\partial p}{\partial r}, \quad (3)$$

$$W_z \frac{\partial W_z}{\partial z} + W_r \frac{\partial W_z}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_z}{\partial \theta} = -v \frac{\partial p}{\partial z}, \quad (4)$$

$$W_z \frac{\partial W_u}{\partial z} + W_r \frac{\partial W_u}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_u}{\partial \theta} + \frac{W_r W_u}{r} + 2\omega W_r = -v \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta}. \quad (5)$$

Воспользуемся зависимостями, полученными из (1):

$$\frac{\partial}{\partial z} = \frac{\partial_r}{\partial z} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \frac{r \partial \theta}{\partial z} = \frac{\partial_r}{\partial z} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \operatorname{tg} \delta_z, \quad \frac{\partial}{\partial r} = \frac{\partial_z}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \frac{r \partial \theta}{\partial r} = \frac{\partial_z}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \operatorname{tg} \delta_r.$$

Выполним преобразования суммы первых трех слагаемых левой части уравнения (3), суммы всех слагаемых левой части уравнения (4) и суммы первых трех слагаемых левой части уравнения (5):

$$\begin{aligned} & W_z \frac{\partial W_r}{\partial z} + W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} = \\ & = W_z \left(\frac{\partial_r W_r}{\partial z} - \frac{1}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} \operatorname{tg} \delta_z \right) + W_r \left(\frac{\partial_z W_r}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} \operatorname{tg} \delta_r \right) + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} = \\ & = W_z \frac{\partial_r W_r}{\partial z} + W_r \frac{\partial_z W_r}{\partial r} - (W_r \operatorname{tg} \delta_r + W_z \operatorname{tg} \delta_z) \frac{1}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} = W_z \frac{\partial_r W_r}{\partial z} + W_r \frac{\partial_z W_r}{\partial r}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & W_z \frac{\partial W_z}{\partial z} + W_r \frac{\partial W_z}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_z}{\partial \theta} = \\ & = W_z \left(\frac{\partial_r W_z}{\partial z} - \frac{1}{r} \frac{\partial W_z}{\partial \theta} \operatorname{tg} \delta_z \right) + W_r \left(\frac{\partial_z W_z}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial W_z}{\partial \theta} \operatorname{tg} \delta_r \right) + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_z}{\partial \theta} = \\ & = W_z \frac{\partial_r W_z}{\partial z} + W_r \frac{\partial_z W_z}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial W_z}{\partial \theta} (W_z \operatorname{tg} \delta_z + W_r \operatorname{tg} \delta_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial W_z}{\partial \theta} W_u = W_z \frac{\partial_r W_z}{\partial z} + W_r \frac{\partial_z W_z}{\partial r}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & W_z \frac{\partial W_u}{\partial z} + W_r \frac{\partial W_u}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_u}{\partial \theta} = \\ & = W_z \left(\frac{\partial_r W_u}{\partial z} - \frac{1}{r} \frac{\partial W_u}{\partial \theta} \operatorname{tg} \delta_z \right) + W_r \left(\frac{\partial_z W_u}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial W_u}{\partial \theta} \operatorname{tg} \delta_r \right) + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_u}{\partial \theta} = \\ & = W_z \frac{\partial_r W_u}{\partial z} + \frac{W_r}{\cos \sigma_r} W_r \frac{\partial_z W_u}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial W_u}{\partial \theta} (W_z \operatorname{tg} \delta_z + W_r \operatorname{tg} \delta_r) + \frac{1}{r} W_u \frac{\partial W_u}{\partial \theta} = \\ & = W_z \frac{\partial_r W_u}{\partial z} + W_r \frac{\partial_z W_u}{\partial r}. \end{aligned}$$

Далее заменим проекции вектора скорости потока на координатные оси W_z , W_r , W_u его проекциями W_m , W_l (2), и уравнение количества движения примет вид:

$$\left. \begin{aligned} & W_l \cos \delta_z \cos \delta_r \left(\frac{\partial_r W_m}{\partial z} + \operatorname{tg} \gamma \frac{\partial_z W_m}{\partial r} \right) + B_1 = -v \frac{\partial p}{\partial r} \\ & W_l \cos^2 \delta_z \left(\frac{\partial_r W_l}{\partial z} + \operatorname{tg} \gamma \frac{\partial_z W_l}{\partial r} \right) + B_2 = -v \frac{\partial p}{\partial z} \\ & W_l \cos \delta_z \sin \delta_z \left(\frac{\partial_r W_l}{\partial z} + \operatorname{tg} \gamma \frac{\partial_z W_l}{\partial r} \right) + W_l \cos \delta_z \sin \delta_r \left(\frac{\partial_r W_m}{\partial z} + \operatorname{tg} \gamma \frac{\partial_z W_m}{\partial r} \right) + B_3 = -v \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где $\operatorname{tg} \gamma = \frac{W_r}{W_z} = \frac{dr}{dz} = \frac{W_m \cos \delta_r}{W_l \cos \delta_z}$, $B_2 = W_l^2 \cos \delta_z \left(\frac{\partial_r \cos \delta_z}{\partial z} + \operatorname{tg} \gamma \frac{\partial_z \cos \delta_z}{\partial r} \right)$,

$$B_1 = W_l W_m \cos \delta_z \left(\frac{\partial_r \cos \delta_z}{\partial z} + \operatorname{tg} \gamma \frac{\partial_z \cos \delta_z}{\partial r} \right) - \frac{W_u^2}{r} - \omega^2 r - 2\omega W_u,$$

$$B_3 = W_l^2 \cos \delta_z \left(\frac{\partial_r \sin \delta_z}{\partial z} + \operatorname{tg} \gamma \frac{\partial_z \sin \delta_z}{\partial r} \right) + W_l W_m \cos \delta_z \left(\frac{\partial_r \sin \delta_r}{\partial z} + \operatorname{tg} \gamma \frac{\partial_z \sin \delta_r}{\partial r} \right).$$

Итак, система уравнений, описывающая трехмерное установившееся течение идеального газа через подвижную решетку в слое переменной толщины на поверхности S_2 включает в себя уравнение сохранения энергии (уравнение постоянства ротальпии), уравнение изоэнтропийного процесса, уравнение неразрывности, которое позволяет без каких-либо допущений ввести функцию тока [5]:

$$\frac{\partial_z}{\partial r} \left(\frac{W_m}{v} \sin \sigma_2 \tau \sec \delta_z \right) + \frac{\partial_r}{\partial z} \left(\frac{W_l}{v} \sin \sigma_2 \tau \sec \delta_r \right) = 0,$$

а также три проекции уравнения количества движения на координатные оси (6).

Выводы

Предложен новый подход к описанию течения в слое переменной толщины на поверхности тока S_2 , а именно: на основе геометрических характеристик поверхности S_2 в любой ее точке однозначно указаны два не ортогональных прямолинейных направления, на которые проецируются вектор скорости.

Течение через вращающуюся решетку турбомшины в слое переменной толщины на поверхности тока S_2 рассмотрено как трехмерное установившееся течение идеального газа без каких-либо допущений при определении параметров течения и их производных в окружном направлении.

Список литературы: 1. *Wu C.-H.* A General theory of three – dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial –, radial –, and mixed – flow types [Text] // *NACA Tech.* – 1952. – Note 2604. – 93 p. 2. *Субботович, В. П.* Обтекание трехмерным потоком решетки профилей турбомшины на поверхности вращения [Текст] / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин, Ф. К. Там // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 41–46. 3. *Субботович, В. П.* Обратная задача теории решеток на осесимметричной поверхности тока [Текст] / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин, Ф. К. Там // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 56–61. – ISSN 2078-774X. 4. *Субботович, В. П.* Поток через вращающуюся решетку осевой турбомшины на произвольной поверхности S_1 [Текст] / В. П. Субботович // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 43–48. – ISSN 2078-774X. 5. *Субботович, В. П.* Уравнение неразрывности для течения в слое переменной толщины на поверхности S_2 [Текст] / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 38–41. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated): 1. *Wu, C.-H.* "A General theory of three – dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial –, radial –, and mixed – flow types." *NACA Tech.* Note 2604. 1952. Print. 2. *Subotovich, V. P., A. Yu. Yudin and F. K. Tam.* "Obtekanie trehmernym potokom reshetki profilej turbomashiny na poverhnosti vrashhenija." *Vestnik NTU "KhPI". Ser.: Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie.* No. 6. Kharkov: NTU "KhPI", 2008. 41–46. Print. 3. *Subotovich, V. P., A. Yu. Yudin and F. K. Tam.* "Obratnaja zadacha teorii reshetok na osesimmetrichnoj poverhnosti toka." *Vestnik NTU "KhPI". Ser.: Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie.* No. 3. Kharkov: NTU "KhPI", 2009. 56–61. ISSN 2078-774X. Print. 4. *Subotovich, V. P.* "Potok cherez vrashhajushhujusja reshetku osevoj turbomashiny na proizvol'noj poverhnosti S_1 ." *Visnyk NTU "KhPI" Ser.: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja.* No. 14(988). Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. 43–48. ISSN 2078-774X. Print. 5. *Subotovich, V. P. and A. Yu. Yudin.* "Uravnenie nerazryvnosti dlja techenija v sloe peremennoj tolshhiny na poverhnosti S_2 ." *Visnyk NTU "KhPI" Ser.: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja.* No. 12(1055). Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. 38–41. ISSN 2078-774X. Print.

Поступила (received) 13.01.2015

УДК 532.5+536.423.18

Б. А. ТРОШЕНЬКИН, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. ИПМаш, Харьков;
В. Б. ТРОШЕНЬКИН, канд. техн. наук, с.н.с; с.н.с. ИПМаш, Харьков

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОПАРОВЫХ ТУРБИН ПРИ ОСВОЕНИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ТЕПЛА ПРОМЫШЛЕННЫХ И ПРИРОДНЫХ ВОД

Рассмотрены недостатки электростанций использующих разность температур воды в океане. Предложена энергетическая установка с гидропаровой турбиной, устраняющая эти недостатки. Дан анализ термодинамических циклов с гидропаровой и паровой турбинами. Показано, что предлагаемая энергоустановка в 2,4 раза эффективнее известной установки Клода-Бушера. Для снижения сопротивления трубопроводов течению теплой и холодной воды предложено добавлять в потоки полимеры, получаемые на основе газов, выделяющихся под вакуумом из морской воды. Показана целесообразность применения гидропаровых турбин при использовании низкопотенциального тепла конденсационных электростанций.

Ключевые слова: энергоустановка, гидропаровая турбина, КПД, растворимые полимеры.

Введение

Ранее построенные электростанции, использующие перепад температур верхних и нижних слоев воды в океане, обладают рядом весьма существенных недостатков. Так, например, применение цикла с получением пара за счет вскипания теплой воды в условиях вакуума (установка Клода, Виргинская станция и сконструированная, но не построенная Абиджанская станция) является наименее благоприятным из-за малого количества полезно используемого тепла. Кроме того, высокая металлоемкость, значительные габариты влажнопаровых турбин и их небольшая единичная мощность требуют существенных капитальных затрат, что еще больше ограничивает практическую реализацию этой проблемы [1–3].

Электростанции с низкокипящими рабочими телами (аммиак, фреон, бутан, пропан, углекислота и т. д.) позволяют увеличить удельную выработку электроэнергии, сократить габариты и стоимость турбин.

Однако и эти установки имеют ряд недостатков, основными из которых является наличие громоздкой теплообменной аппаратуры (нагреватели и конденсаторы) и необратимые потери в ней тепла, особенно ощутимые при малых температурных перепадах между теплой и холодной водой.

Об этом свидетельствуют данные станций, рабочими агентами в которых служат аммиак и фреон. Так, электростанция, смонтированная вблизи Гавайских островов, смогла отдать в электрическую сеть 12–15 кВт, а на собственные нужды потратила 35 кВт. Несколько лучше показатели энергоустановки на острове Науру. Здесь в режиме максимальной нагрузки выработка электроэнергии составила 120 кВт, а отдача «чистой» мощности в сеть – 31,5 кВт. Планируется ввод в действие более мощных станций.

Специалисты, разрабатывающие проекты, поставили себе цель добиться снижения расхода электроэнергии станциями на собственные нужды до 10 % от количества располагаемой энергии [4–10]. Однако этим планам не суждено сбыться. Данное обстоятельство объясняется необоснованным переносом технических решений, применяемых в традиционной энергетике, в сферу конструирования океанических электростанций (ОЭС). В частности, создатели ОЭС не учитывают энергетические

© Б.А. Трошенькин, В.Б. Трошенькин, 2015

ограничения, связанные с применением испарителей и паровых турбин. Отрицательные свойства этих ограничений особенно четко проявляются при использовании малых разностей температур.

Цель исследования, постановка задачи

Необходимо показать, что наиболее перспективным двигателем, способным эффективно использовать малые разности температур природных и промышленных вод, является турбина, использующая энергию вскипающей воды.

Путем сравнения термодинамических циклов энергоустановок, использующих низкопотенциальное тепло промышленных и природных вод, предстоит доказать преимущества применения гидропаровых турбин перед паровыми.

По нашему мнению, в энергоустановке, представленной на рис. 1, устранены недостатки, присущие электростанциям с паровыми турбинами [11–14].

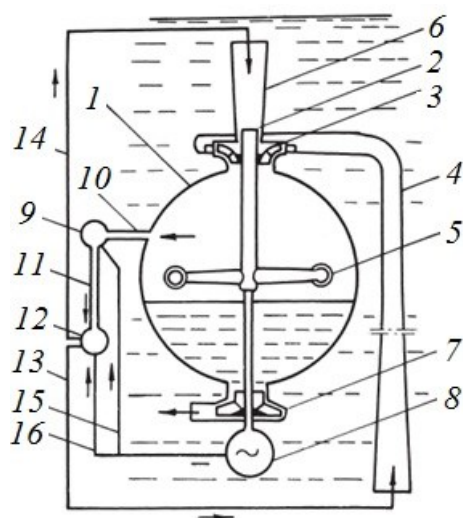


Рис. 1 – Схема энергоустановки с гидропаровой турбиной:

- 1 – испарительная камера; 2 – вертикальный полый вал; 3 – гидравлическая турбина;
- 4 – трубопровод холодной воды; 5 – гидропаровая турбина; 6 – трубопровод теплой воды;
- 7 – центробежный насос; 8 – электрогенератор;
- 9 – воздушный насос; 10, 11 – трубопровод удаляемых газов; 12 – реактор;
- 13, 14 – трубопровод жидкого полимера;
- 15, 16 – электрокабель

Холодная вода по трубопроводу 4 через гидравлическую турбину 3 поступает в камеру 1, верхняя часть которой является конденсатором. После конденсации пара образующийся конденсат вместе с потоками холодной и теплой воды удаляют из камеры 1 насосом 7. Вакууммирование камеры 1 производят насосом 9, откачивающим через трубопровод 10 неконденсирующиеся газы (в основном выделяющийся из воды углекислый газ с парами воды). Далее газы по трубопроводу 11 направляют в реактор 12. В реакторе углекислый газ взаимодействует с сопровождающим его водяным паром, в результате чего синтезируют углеводороды. Здесь же в реакторе 12 углеводороды полимеризуют и через трубопроводы 13 и 14 направляют в потоки теплой и холодной воды. Полимеры растворяются и снижают турбулентность воды, чем достигают уменьшения сопротивления трубопроводов и каналов турбин и насоса течению водных потоков. Для приведения установки в рабочее состояние крайне важно предварительно откачать теплую воду из трубопровода холодной воды. Поэтому запуск системы в действие производят от внешнего достаточно мощного источника энергии. При этом электрогенератор 8 используют в качестве электродвигателя.

Тёплая вода из верхних слоев океана по трубопроводу 6 через полый вал 2 непрерывно поступает в гидропаровую турбину 5 (в данном случае турбина выполнена в виде сегнерова колеса). В соплах турбины происходит вскипание потока воды и расширение образующегося пара до конечного противодавления. Пар, расширяясь, сообщает ускорение пароводяной смеси. Возникающая в соплах Лавалья реактивная сила приводит во вращение вал 2, в результате чего обеспечивает работу насоса 7 и электрогенератора 8, где механическая энергия преобразуется в электрическую.

Холодная вода по трубопроводу 4 через гидравлическую турбину 3 поступает в камеру 1, верхняя часть которой является конденсатором. После конденсации пара образующийся конденсат вместе с потоками холодной и теплой воды удаляют из камеры 1 насосом 7. Вакууммирование камеры 1 производят насосом 9, откачивающим через трубопровод 10

Как известно, холодная вода имеет плотность более высокую, чем теплая. В стационарных условиях уровень холодной воды в трубопроводе 4 оказывается примерно на 1 м ниже поверхности океана. Так как в камере 1 постоянно поддерживается вакуум, то поступление в нее потоков теплой и холодной воды происходит самотеком.

При этом учитывалось, что размещение центробежного насоса на одном валу с тепловой и гидравлической турбинами приводит к тому, что с погружением станции расход энергии центробежным насосом 7 возрастает незначительно, поскольку увеличивающаяся потенциальная энергия теплой и холодной воды целиком используется турбинами 3 и 5 для выработки механической энергии, отдаваемой насосу и электрогенератору. Погружение станции на некоторую глубину дает возможность избежать неприятностей, связанных с воздействием ураганов, тайфунов и цунами на ее конструкцию.

Вертикальное положение трубопровода холодной воды достигается значительным утяжелением его нижней части. Реакция струи воды, удаляемой из камеры 1 насосом 7, позволяет станции плыть в нужном направлении, обеспечивая тем самым «сбор» энергии в определенном районе океана.

Предложенная установка проста в изготовлении, имеет малую металлоемкость и, что самое главное, позволяет полезно использовать существенно бóльший теплоперепад по сравнению с паровыми турбинами.

На рис. 2 изображен цикл, реализуемый предлагаемой установкой.

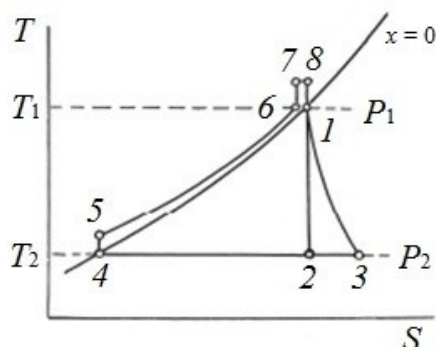


Рис. 2 – Цикл энергетической установки с гидропаровой турбиной в системе координат T - S : 1-2 – процесс в расширяющейся части сопла Лавала для идеального цикла, т. е. без потерь энергии на трение; 1-3 – изэнтропийный процесс дросселирования потока; 2-4 – конденсация пара; 4-5 – повышение давления откачивающим центробежным насосом (сопровождается незначительным повышением температуры); 5-6 – нагревание жидкости солнечной радиацией; 6-7 – нарастание давления в горизонтальных каналах турбины за счет центробежной силы; 8-1 – процесс в сходящейся части сопла Лавала

турбины пар подвергают конденсации. Температура конденсации находится также на уровне 7 °С.

Выполним предварительную оценку эффективности предлагаемой и известной энергоустановок.

Для сравнения выбрана установка Клода с паровой турбиной (см. рис. 3), ее цикл представлен на рис. 4. Предположим, что обе энергоустановки работают в равных условиях. Теплая вода поступает на станции с температурой 28 °С, а холодная – с температурой 4 °С. Водяной пар, образующийся при вскипании теплой воды в гидропаровой турбине, конденсируют затем при температуре 7 °С, входя в контакт с холодной водой. Отсюда полезный температурный напор, используемый гидропаровой турбиной, составляет 21 °С.

Процесс в известной установке отличается тем, что водяной пар предварительно получают в специальном испарителе, а лишь затем отправляют в паровую турбину. При вскипании теплой воды в испарителе ее температура снижается с 28 °С до 23 °С. После

Расчет эффективности процесса получения электроэнергии в первом приближении

Как известно, КПД энергетических установок определяют по зависимости [15]

$$\eta = \eta_{и} \eta_{мз} \eta_{к},$$

где $\eta_{и}$ – КПД идеального цикла;

$$\eta_{и} = \eta_t \eta_{оe};$$

η_t – термический КПД; $\eta_{оe}$ – внутренний относительный КПД турбины; $\eta_{мз}$ – КПД, учитывающий различные виды потерь в машинном зале; $\eta_{к}$ – КПД котельной установки или испарителя.

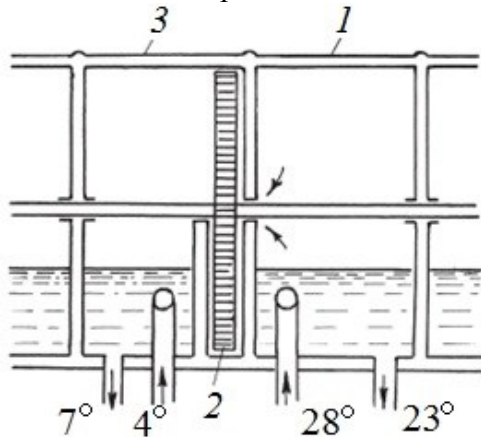


Рис. 3 – Энергетическая установка с паровой турбиной:
1 – испаритель; 2 – турбина; 3 – конденсатор

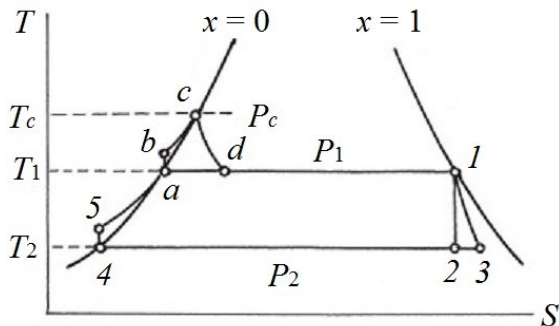


Рис. 4 – Цикл энергетической установки с паровой турбиной в системе координат T-S:

1-2 – процесс расширения пара в идеальном цикле; 1-3 – изоэнтальпийный процесс дросселирования потока; 2-4 – конденсация пара; 4-5 – повышение давления (при незначительном повышении температуры) насосом, откачивающим воду из конденсатора; 5a – нагревание воды, удаляемой из конденсатора, солнечной радиацией; ab – повышение давления (при незначительном повышении температуры) насосом, откачивающим воду из испарителя; bc – нагревание воды, удаляемой из испарителя солнечной радиацией; cd – изоэнтальпийный процесс вскипания воды в испарителе

Очевидно, что приведенное выражение допускает учет потерь на любой стадии рабочего процесса установки путем простого умножения правой части равенства на термический КПД, внутренний относительный КПД, механический КПД и т.д.

Термический КПД идеального треугольного цикла равен (рис. 2)

$$\eta'_t = (T_1 - T_2)/(T_1 + T_2) = 0,36.$$

где – ' (один штрих) относит величину к гидропаровой турбине, а '' (два штриха) – к паровой.

Внутренний относительный КПД гидропаровой турбины примем на уровне $\eta'_{оe} = 0,65$ [16].

В идеальных условиях потери в машинной сфере энергоустановки не будут превышать 5%. Следовательно: $\eta'_{мз} = 0,95$.

Поскольку испаритель, генерирующий водяной пар, в предлагаемой установке отсутствует, то это означает, что $\eta'_к = 1$.

Перемножая полученные значения частных КПД, находим величину общего КПД установки с гидропаровой турбиной $\eta' = 2,22\%$.

В такой же последовательности рассчитываем КПД установки Клода (рис. 4)

$$\eta''_t = (T_1 - T_2)/T_1 = 0,054.$$

Внутренний КПД одноступенчатой паровой турбины мощностью $N = 100$ МВт равен $\eta''_{оe} = 0,65$ [17].

КПД $\eta''_{мз}$ оставляем на том же уровне, что и в предыдущем случае. КПД использования тепла испарителем при вскипании поверхностной воды в процессе *cd* (рис. 4) оцениваем по зависимости

$$\eta''_к = (c'_c t_c - c'_a t_a) / (c'_c t_c - c'_4 t_4).$$

Поскольку теплоемкость воды при малых температурных перепадах изменяется слабо, то с незначительной погрешностью мы можем рассчитать КПД испарителя по формуле

$$\eta''_к = (t_c - t_a) / (t_c - t_4) = 0,238.$$

Зная величины частных КПД, после несложных вычислений находим значение общего КПД известной установки $\eta'' = 1,06 \%$.

Отношение значений общих КПД сравниваемых энергоустановок имеет величину

$$z = \eta' / \eta'' = 2,1.$$

Таким образом, эффективность разработанной нами установки более чем в 2 раза превышает эффективность установки Клода. В этом нет ничего удивительного, так как большая часть тепла, поступающего с поверхностной водой в испаритель известной установки, отправляется неиспользованной вновь в океан.

Для снижения сопротивления трубопроводов течению теплой и холодной воды предложено добавлять в потоки полимеры, получаемые на основе газов, выделяющихся под вакуумом из морской воды [11].

Расчет во втором приближении учитывающий затраты энергии на эксплуатацию самих электростанций показывает, что предлагаемая энергоустановка в 2,4 раза эффективнее известной установки Клода-Бушера [18].

Тонкий поверхностный слой океана, обладающий тепловой энергией, не позволяет развить единичную мощность энергетической установки. Станция мощностью 100 МВт является уже довольно значительной. Она обладает следующими размерами: диаметр трубопровода теплой воды – 7,0 м; диаметр гидропаровой турбины – 17 м. Истечение парожидкостной смеси происходит из 6 сопел, диаметр выходного сечения каждого из которых составляет 4,5 м.

Подсчитано, что с экваториального пояса океана площадью в 5 млн. км² можно получить, используя гидропаровую турбину, более 7 ТВт энергии.

Как мы видим, освоение самого мощного источника энергии на Земле целиком зависит от успехов в создании теплового двигателя, работающего на вскипающей жидкости.

На океанических станциях целесообразно разместить энергоемкие производства сплавов, белка и химических продуктов.

В настоящее время вблизи крупных конденсационных электростанций (КЭС) размещаются озера, в которые сбрасывается основная часть низкопотенциального тепла. При этом на выходе из конденсаторов температура воды может достигать 30 – 35 °С. В тоже время температура воздуха в Восточной части Украины, где расположены наиболее мощные КЭС, опускается зимой до минус 10–15 °С.

Таким образом, в течение примерно полугодия имеется возможность использовать температурный перепад рабочего тела в 25–30 °С. В данном случае в качестве рабочего тела следует рассматривать теплую воду (или конденсат) вскипающую под вакуумом. При вскипании температура снижается от 35 до 3–4 °С.

Так, например, установленная мощность Змиевской КЭС возрастет с 2,4 млн. кВт до 2,472 млн. кВт, т. е. на 72 МВт.

Важно отметить, что освоением гидропаровых турбин занят в настоящее время Калужский турбинный завод и НПВТ «Турбокон». Кроме того, аналогичные испытания проводит Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (СПбГПУ) [19–21]. Опыт перечисленных организаций целесообразно использовать в намеченном внедрении данных установок.

К другим важнейшим факторам, говорящим в пользу необходимости освоения гидропаровых турбин, является возможность использования этого типа двигателей в составе геотермических станций. В этом случае удастся вырабатывать примерно тридцать процентов электроэнергии производимой всеми электростанциями мира.

Следует особо подчеркнуть, что рассматриваемая технология является экологически чистой.

Выводы

1) Термодинамическими расчетами показано, что применение гидропаровых турбин вместо паровых при использовании малых разностей температур промышленных и природных вод дает возможность увеличить выработку электроэнергии в 2,1 раза.

2) Целесообразно применять гидропаровые турбины на потоках сбросной воды электростанций и при использовании разности температур воды в океане.

3) Необходимо в ближайшее время обратить особое внимание на исследования течения вскипающих потоков.

Список литературы: 1. История техники [Текст]. – М.; Ленинград: Гл. ред. общетехнической лит. и монографии. ОНТИ НКТП СССР, 1935. – Вып. 3. – 249 с. 2. Naff, E., Burwell, D. Mini-OTEC results. «Energy Technol. 7: Expanding Supplies and Conserv. Proc. 7th Conf., Washington, D. C., 1980» [Text] / E. Naff, D. Burwell. – Washington, D. C., 1980. – P. 1263–1271. 3. Риффо, К. Будущее – океан [Текст] / К. Риффо. – Ленинград : Гидрометеиздат, 1978. – 272 с. 4. Booda, L. L. An ocean based solar to hydrogen energy conversion concept [Text] / L. L. Booda // Sea Technol. – 1974. – No. 15, Vol. 2. – P. 21–24. 5. Экспериментальная ОТЭС мощностью 100 кВт в Республике Науру [Outline of the 100 km OTEC pilot plant in the republic of Nauru] [Text] / T. Mitsui, F. Ito, Y. Seya, Y. Nakamoto // IFEE Trans. Power Appar. and Syst. – 1983. – № 9, Vol. 102. – P. 3167–3171. 6. Weymueller, Carl R. Oceans of energy – power from warm water [Text] / Carl R. Weymueller // Weld. Des and Fabr. – 1982. – № 4, Vol. 55. – P. 92–94. 7. Floating power stations [Text] // Engineering. – 1982. – Vol. 222, № 5. – 357 p. 8. Вершинский, Н. В. Энергия океана [Текст] / Н. В. Вершинский. – М. : Наука, 1986. – 152 с. 9. Barnard, R. E. Плавающая экспериментальная установка. OTEC-1: electrical aspects [Text / R. E. Barnard, N. Sonenshein // «IEET Reg. 6 Conf.: Elec. Eng. Appl. Pacif., Honolulu, Haw., 1981»: New York. – N. Y., 1981, – P. 211–221. 10. Докукин, И. П. Термодинамический анализ и оптимизация электростанций, использующих разность температур морской воды для получения электроэнергии [Текст] / И. П. Докукин // Теплоэнергетика. – 1992. – № 10. – С. 68–75. 11. А. с. 730992 (СССР). Способ использования разности температур воды в океане [Текст] / А. Н. Подгорный, И. Л. Варшавский, Б. А. Трошенькин. – Опубл. в Б. И., 1980. – № 16. 12. Трошенькин, Б. О. Використання тепла океану для одержання водню [Текст] / Б. О. Трошенькин // Вісник Академії наук Української РСР. – 1979. – № 10. – С. 22–30. 13. Трошенькин, Б. А. Использование низкопотенциального тепла для получения водорода из воды [Текст] / Б. А. Трошенькин. – Харьков, 1980. – 38 с. (Препринт/АН УССР. Ин-т проблем машиностроения; № 106). 14. Troshenkin, B. A. Energy Utilization of Ocean Heat/B. A. Troshenkin // Program of The First International Conference on New Energy Systems and Conversions. Poster Session: Wind, Ocean, Biomass and Other Renewable Energys (4127). – June 27 (Sun) – 30 (Wed), New Energy System Society (JPN): Yokohama National University. Japan, 1993. – P. 4127. 15. Зысин, В. А. Комбинированные парогазовые установки и циклы [Текст] / В. А. Зысин. – М. ;

Ленинград : Госэнергоиздат, 1962. – 186 с. **16.** Барілович, В. А. О тепловой эффективности геотермальных электростанций [Текст] / В. А. Барілович, Ю. А. Смирнов, В. И. Стариков // Теплоэнергетика. – 1985. – № 11. – С. 54–56. **17.** Лосев, С. М. Паровые турбины [Текст] / С. М. Лосев. – М. ; Ленинград : Госэнергоиздат, 1954. – 368 с. **18.** Трошенькин, Б. А. Возобновляемая энергия. Ч. 1 – Термодинамика атмосферы и океана. Океанические электростанции [Текст] / Б. А. Трошенькин. – Харьков: Форт, 2003. – 104 с. – ISBN 966_02_3053_2 ; ISBN 966_02_3054_0 (Ч. 1) ; ISBN 966_7097_88_9. Сайт общегородского научного семинара при Харьковском доме ученых Web. 05 февраля 2015 <http://seminar.kharkov.ua/index.php?nma=catalog&fla=tema&cat_id=9>. **19.** Вскипающие адиабатные потоки [Текст] / Под общ. ред. д. т. н. Зысина В. А. – М. : Атомиздат, 1976. – 152 с. **20.** Стариков, В. И. Анализ структуры высоковлажного парокапельного потока в криволинейных каналах с целью разработки метода расчета гидропаровых турбин, предназначенных для работы на ГеоТЭС [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.05 / В. И. Стариков. – Ленинград : Ленинградск. ордена Ленина политехн. ин-т им. М. И. Калинина, 1986. – 16 с. **21.** Мильман, О. О. Гидропаровая турбинная установка [Текст] / О. О. Мильман, В. А. Федоров, А. С. Голдин, Н. В. Кривцова // Докл. III Междунар. конф. «Нетрадиционная энергетика в XXI веке». Судак, Крым, 9–15 сент. 2002. – Киев: ИТТФ, 2002. – С. 70–71.

Bibliography (transliterated): **1.** *Ystoryja tehnyky*. Vol. 3. Moscow ; Leningrad : Gl. red. obshhetehnycheskoj lyt. y monografyy. ONTY NKTP SSSR, 1935. Print. **2.** Naff, E., and D. Burwell. *Mini-OTEC results. "Energy Technol. 7: Expanding Supplies and Conserv. Proc. 7th Conf., Washington, D. C., 1980"*. – Washington, D. C., 1980. 1263–1271. Print. **3.** Ryffo, K. Budushhee – okean. Leningrad: Gydrometeoyzdat, 1978. Print. **4.** Booda, L. L. "An ocean based solar to hydrogen energy conversion concept." *Sea Technol.* 15.2 (1974): 21–24. Print. **5.** Mitsui, T., et al. "Eksperymental'naja OTEC moshhnostju 100 kWt v Respublyke Nauru. Outline of the 100 kWt OTEC pilot plant in the republic of Nauru." *IFEE Trans. Power Appar. and Syst.* 102. 9. (1983): 3167–3171. Print. **6.** Weymueller, Carl R. "Oceans of energy – power from warm water/*Weld. Des and Fabr.* 55.4 (1982): 92–94. Print. **7.** Floating power stations/*Engineering* 222.5 (1982). Print. **8.** Vershynskij, N. V. *Energija okeana*. Moscow: Nauka, 1986. Print. **9.** Barnard, R. E., and N. Sonenshein. "Plavuchaja jeksperimental'naja ustanovka. OTEC-1: electrical aspects." *IEET Reg. 6 Conf.: Elec. Eng. Appl. Pacif., Honolulu, Haw., 1981"*: New York. N. Y., 1981. 211–221. Print. **10.** Dokukyn, Y. P. "Termodynamicheskyj analiz y optymizacija elektrostancij, yspolzujushhyh raznost temperatur morskoy vody dlja poluchenyja elektroenergyy". *Teploenergetyka* 10 (1992): 68–75. Print. **11.** Podgornyj, A. N., Y. L. Varshavskij and B. A. Troshenkin. "Sposob yspolzovanyja raznosti temperatur vody v okeane". SSSR A.s. [Patent] 730992, 1980. Print. **12.** Troshenkin, B. O. "Vykorystannja tepla okeanu dlja oderzhannja vodnju". *Visnyk Akademii nauk Ukrainskoi RSR*. No. 10. 1979. 22–30. Print. **13.** Troshenkin, B. A. *Ispolzovanye nyzkopotencyalnogo tepla dlja poluchenyja vodoroda iz vody*. Kharkov, 1980. (Preprint AN USSR, Yn–t problem mashynostroenyja; No. 106). Print. **14.** Troshenkin, B. A. "Energy Utilization of Ocean Heat". *Program of The First International Conference on New Energy Systems and Conversions. Poster Session: Wind, Ocean, Biomass and Other Renewable Energys (4127)*. – June 27 (Sun) – 30 (Wed). New Energy System Society (JPN): Yokohama National University. – Japan, 1993. Print. **15.** Zysyn, V. A. *Kombynyrovannye parogazovye ustanovky i cykly*. – Moscow; Leningrad: Gosenergoyzdat, 1962. Print. **16.** Barylovych, V. A., Ju. A. Smyrnov and V. Y. Starykov. "O teplovoj efektyvnosti geotermalnyh elektrostancij." *Teploenergetyka* 11 (1985): 54–56. Print. **17.** Losev, S. M. *Parovye turbyny*. Mosco w; Leningrad : Gosenergoyzdat, 1954. Print. **18.** Troshenkin, B. A. *Vozobnovljaemaja energija. Ch. 1 – Termodynamyka atmosfery i okeana. Okeanycheskye elektrostancyy*. Kharkov: Fort, 2003. ISBN 966_02_3053_2; ISBN 966_02_3054_0 (Ч. 1); ISBN 966_7097_88_9. Print. **19.** *Vskypajushhye adyabatnye potoky*. Ed. V. A. Zysyna. Moscow : Atomyzdat, 1976. Print. **20.** Starykov, V. Y. *Analiz struktury vysokovlazhnogo parokapelnogo potoka v kryvolynejnyh kanalakh s celju razrabotky metoda rascheta gidroparovyh turbyn, prednaznachennyh dlja raboty na GeoTES: avtoref. dis. ... kand. techn. nauk*. Leningrad: Lenyngradsk. polytechn. yn-t im. M. Y. Kalinina, 1986. Print. **21.** Mylman, O. O., et al. "Gidroparovaja turbynnaja ustanovka." *Dokl. III Mezhdunar. konf. "Netradycionnaja energetyka v XXI veke"*. Судак, Крым, 9–15 сент. 2002. Kiev : YTTF, 2002. 70–71.

Поступила (received) 14.01.2015

УДК 536.27

А. А. ШЕВЕЛЕВ, канд. техн. наук, доц.; проф. НТУ «ХПИ»;
В. Г. ПАВЛОВА, канд. техн. наук; н.с. НТУ «ХПИ»;
С. Ю. АБДУЛЛИН, аспирант НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ И СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Рассматривается численный метод определения динамических и статических характеристик пластинчатых теплообменников с противоточной схемой движения теплоносителей. Численный метод разработан на основе неявных разностных схем. Приводятся результаты многовариантных расчетов переходных процессов модуля теплообменника с учетом продольной теплопроводности разделительной стенки из алюминия и стали. Стационарное состояние теплообменника и его рабочие характеристики рассматриваются как окончание переходного процесса. В интервале принятых значений скорости и температуры потоков, толщины разделительной стенки, продольная теплопроводность влияет на параметры переходных режимов работы теплообменника, для стационарных состояний это влияние незначительное.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, теплоноситель, динамика, теплопроводность, температура, теплосъем, кривые разгона, алгоритм, постоянная времени, разностная схема.

Условные обозначения: a – температуропроводность, $\text{м}^2/\text{с}$; c – теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$; h, h_1, h_2 – толщина стенки, половина высоты канала, м ; L – длина канала, м ; t – постоянная времени, с^{-1} ; m_1 – темп повышения температуры, с^{-1} ; N – число узлов разностной сетки; t – температура стенки, $^\circ\text{C}$; t_n – начальная температура, $^\circ\text{C}$; t_{max} – максимальная температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$; t_1, t_2 – температуры теплоносителей, $^\circ\text{C}$; u_1, u_2 – скорость первого и второго теплоносителей, $\text{м}/\text{с}$; Q – теплосъем расчетного модуля ТА, Вт ; x – продольная координата, м ; α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи со стороны первого и второго теплоносителей, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$; λ – коэффициент теплопроводности стенки, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, Δx – продольный шаг интегрирования, м ; τ – время, с ; Δt – временной шаг интегрирования, с .

Индексы: i, k – индексы двумерной переменной.

Введение

При проектировании теплообменных аппаратов (ТА) не учитывают влияние продольной теплопроводности. Однако в некоторых случаях это может отрицательно сказываться на рабочие характеристики ТА, такие как величина теплосъема и значение температуры теплоносителей на выходе из аппарата. Для стационарных состояний ТА влияние продольной теплопроводности исследовались в ряде работ, из которых следует отметить работы [1, 2]. В работе [2], выполненной на основе численных исследований, указывается, что продольная теплопроводность значительно снижает эффективность ТА при применении оребренных пластин. Особенно это имеет место при равенстве расходных теплоемкостей теплоносителей. Выполненный обзор работ по динамике ТА [3–6] позволяет сделать вывод, что влияние продольной теплопроводности фактически не учитывалось, хотя такие важные показатели динамики аппарата как кривые разгона, время переходного процесса и постоянная времени зависят от физических свойств стенки, включая теплопроводность. В настоящей работе влияние продольной теплопроводности определяется на основе численного решения дифференциальных уравнений математической модели (ММ) динамики ТА.

© А.А. Шевелев, В.Г. Павлова, С.Ю. Абдуллин, 2015

Математическая модель

Для расчетного модуля (рис. 1) сформулируем уравнения математической модели динамики ТА.

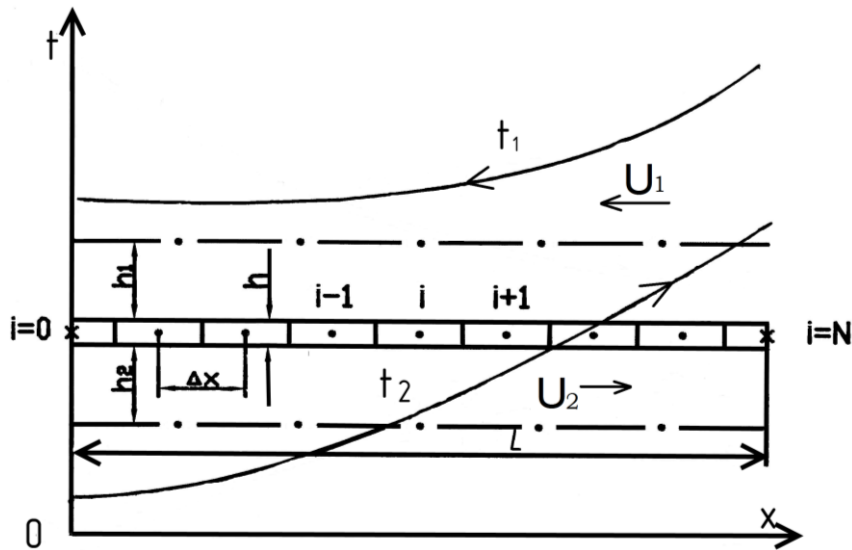


Рис. 1 – Схема расчетного модуля ТА

Дифференциальные уравнения для теплоносителей:

$$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} + U_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} + B_1(t_1 - t) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial \tau} + U_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} + B_2(t_2 - t) = 0. \quad (2)$$

Уравнение теплопроводности для стенки

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} - a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + A_1(t - t_1) + A_2(t - t_2) = 0, \quad (3)$$

где

$$B_1 = \frac{\alpha_1}{c_1 \rho_1 h_1}, \quad (4)$$

$$B_2 = \frac{\alpha_2}{c_2 \rho_2 h_2}, \quad (5)$$

$$A_1 = \frac{\alpha_1}{c \rho h}, \quad (6)$$

$$A_2 = \frac{\alpha_2}{c \rho h}. \quad (7)$$

Для решения системы дифференциальных уравнений (1)–(3) необходимо задать начальные и граничные условия.

Начальные условия

$$\tau = 0, \quad 0 \leq x \leq L:$$

$$t_1(x, 0) = f_1(x), \quad (8)$$

$$t_2(x, 0) = f_2(x), \quad (9)$$

$$t(x, 0) = f(x), \quad (10)$$

где $f_1(x)$, $f_2(x)$, $f(x)$ – известные функции, описывающие начальное распространение температуры соответственно первого и второго теплоносителя и стенки.

Граничные условия для теплоносителей могут быть заданы только на входе в теплообменный аппарат:

$$\tau > 0:$$

$$t_1(L, \tau) = \varphi_1(\tau), \quad (11)$$

$$t_2(0, \tau) = \varphi_2(\tau), \quad (12)$$

где $\varphi_1(\tau)$, $\varphi_2(\tau)$ – известные функции, описывающие изменение температуры теплоносителей при входе в теплообменный аппарат.

Принимая отсутствие теплоотдачи на торцах, граничные условия для пластины могут быть записаны в таком виде

$$\tau > 0, \quad x = 0: \frac{\partial t}{\partial x} = 0, \quad (13)$$

$$\tau > 0, \quad x = L: \frac{\partial t}{\partial x} = 0. \quad (14)$$

Система дифференциальных уравнений (1)–(3) и дополнительных условий (8)–(14) является математической моделью данной задачи.

Аналитическое решение системы дифференциальных уравнений математической модели не представляется возможным. Это обусловлено тем, что дифференциальные уравнения относятся к уравнениям в частных производных и представляют связанную систему, то есть в каждое уравнение для теплоносителей входит температура стенки, которая описывается другим дифференциальным уравнением и является неопределенной.

Поэтому был выбран метод численного решения уравнений математической модели.

За основу метода был принят метод, который использовался в работах [3, 6], усовершенствованный с учетом интегрирования дифференциального уравнения продольной теплопроводности (3).

Для противоточного направления движения теплоносителей (рис. 1) аппроксимируем дифференциальные уравнения (1) и (2) по неявной разностной схеме С.К. Годунова [7]:

– для первого теплоносителя

$$\frac{t_{1,i}^{k+1} - t_{1,i}^k}{\Delta \tau} + U_1 \frac{t_{1,i}^{k+1} - t_{1,i+1}^{k+1}}{\Delta x} + B_1(t_{1,i}^{k+1} - t_i^k) = 0, \quad 0 \leq i \leq N; \quad (15)$$

– для второго теплоносителя

$$\frac{t_{2,i}^{k+1} - t_{2,i}^k}{\Delta \tau} + U_2 \frac{t_{2,i}^{k+1} - t_{2,i-1}^{k+1}}{\Delta x} + B_2(t_{2,i}^{k+1} - t_i^k) = 0, \quad 0 \leq i \leq N. \quad (16)$$

Дифференциальные уравнения для стенки (3) при учете продольной теплопроводности аппроксимируем по четырехточечной неявной схеме [8]

$$\frac{t_i^{k+1} - t_i^k}{\Delta \tau} - a \frac{t_{i-1}^{k+1} - 2t_i^{k+1} + t_{i+1}^{k+1}}{\Delta x^2} + A_1(t_i^{k+1} - t_{1,i}^{k+1}) + A_2(t_i^{k+1} - t_{2,i}^k) = 0, \quad 1 \leq i \leq N-1. \quad (17)$$

Анализ сеточных уравнений (15)–(17) позволяет отметить, что соотношения (15) и (16) решаются по схеме бегущего счета [3, 6], а систему разностных уравнений (17) можно решать методом прогонки [8].

С этой целью систему уравнений (17) преобразуем к виду

$$\frac{a\Delta\tau}{\Delta x^2} \left(t_{i-1}^{k+1} - 2 \left(1 + \frac{\Delta x^2}{2a\Delta\tau} \right) t_i^{k+1} + t_{i+1}^{k+1} \right) + t_i^k + A_1 \Delta\tau (t_i^{k+1} - t_{1,i}^{k+1}) - A_2 \Delta\tau (t_i^{k+1} - t_{2,i}^k) = 0, \quad 1 \leq i \leq N. \quad (18)$$

Введем обозначения комплексов:

– сеточное число Фурье

$$Fo = \frac{a\Delta\tau}{\Delta x^2}; \quad (19)$$

– сеточные числа Био:

$$Bi_1 = \frac{\alpha_1 \Delta x}{\lambda}, \quad (20)$$

$$Bi_2 = \frac{\alpha_2 \Delta x}{\lambda}; \quad (21)$$

– сеточные параметры

$$Sh_1 = Bi_1 \frac{\Delta x}{h}, \quad (22)$$

$$Sh_2 = Bi_2 \frac{\Delta x}{h}. \quad (23)$$

С учетом принятых обозначений выражение (18) можно преобразовать к виду

$$t_{i-1}^{k+1} - ct_i^{k+1} + t_{i+1}^{k+1} + Wi = 0, \quad 1 \leq i \leq N-1, \quad (24)$$

где

$$c = 2 \left(1 + \frac{1}{2Fo} \right) + Sh_1 + Sh_2, \quad (25)$$

$$Wi = Fo^{-1} t_i^k + Sh_1 t_{1,i}^{k+1} + Sh_2 t_{2,i}^k. \quad (26)$$

Выражение (24) представляет собой систему линейных алгебраических уравнений, которая эффективно решается методом прогонки [8]

$$t_i^{k+1} = A_i t_{i+1}^{k+1} + B_i. \quad (27)$$

Чтобы использовать рекуррентную формулу (27) требуется определить прогоночные коэффициенты A_i и B_i и температуру в граничном узле разностной сетки t_N^{k+1} .

Опуская преобразования запишем

$$A_i = \frac{1}{c - A_{i-1}}, \quad (28)$$

$$B_i = \frac{W_i + B_{i-1}}{c - A_{i-1}}, \quad 1 \leq i \leq N-1. \quad (29)$$

Для узла сетки $i = 0$ имеем

$$A_o = 2Fo / A^*, \quad (30)$$

$$B_o = \frac{1}{A^*} (t_0^k + Sh_1^* t_{1,0}^{k+1} + Sh_2^* t_{2,0}^k), \quad (31)$$

где

$$A^* = 1 + 2Fo + Sh_1^* + Sh_2^*, \quad (32)$$

$$Sh_1^* = Sh_1 Fo, \quad (33)$$

$$Sh_2^* = Sh_2 Fo. \quad (34)$$

Температура в граничном узле $i = N$ определяется

$$t_N^{k+1} = \frac{2FoB_{N-1} + Sh_1^* t_{1,N}^{k+1} + Sh_2^* t_{2,N}^k + t_N^k}{B^*}, \quad (35)$$

где

$$B^* = 1 + 2Fo + Sh_1^* + Sh_2^* - 2FoA_{N-1}. \quad (36)$$

Результаты

Для получения результатов была разработана комплексная программа на языке *Turbo Pascal*, которая включала подпрограмму *TEMP* и *main Procedure*. В подпрограмме определялась температура потоков и стенки и все динамические и статические параметры расчетного модуля теплообменника. В главной процедуре помещались все вспомогательные вычисления и операторы вывода на печать результатов и характеристик численного эксперимента. Геометрические параметры расчетного модуля были: пластина шириной 1 м и длиной по направлению движения теплоносителей $L = 0,5$ м, материал пластины – сталь ($\lambda = 45$ Вт/(м·К)) и алюминий ($\lambda = 203$ Вт/(м·К)). Толщина пластины варьировалась в пределах значений $h = (1-3) \cdot 10^{-3}$ м. Пластина омывалась потоком дымовых газов среднего состава [9, 10] и воздухом. Высота каналов $2h_1$ и $2h_2$ варьировалась в пределах $(2-5) \cdot 10^{-3}$ м. Скорость теплоносителей варьировалась в интервале 2–8 м/с. Температура холодного теплоносителя (воздуха) на входе была постоянной и равна 20 °С, горячего теплоносителя изменялась по экспоненциальной зависимости

$$t_{e2} = (t_{2\max} - t_n) (1 - \exp(-m_1 \cdot \tau)) + t_n.$$

Темп повышения температуры m_1 варьировался в пределах 0,01–1 с⁻¹.

Коэффициенты теплоотдачи определялись на стороне теплоносителей по критериальным соотношениям для стабилизированного движения в каналах [9, 10].

Область решения была одномерной с числом узлов $N = 20$, что удовлетворяло требуемой точности $\Delta x = L/N = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м [2, 8]. Алгоритм был разработан на основе устойчивых разностных схем [7, 8], поэтому временной шаг Δt определялся требуемой точностью и составлял $\Delta t = 10$ с. Длительность переходного процесса и постоянная времени определялась по рекомендациям [11]. Статическое состояние ТА определялось методом установления при значении параметра сходимости

$$\varepsilon = t_2^{k+1} - t_2^k < 10^{-3} \text{ К},$$

где t_2 – температура нагреваемого теплоносителя на выходе из аппарата.

На рис. 2 представлены кривые разгона для алюминиевой пластины с учетом и без учета продольной теплопроводности. Из рис. 2 следует, что продольная теплопроводность приводит к повышению температуры горячего теплоносителя t_r на выходе из ТА и к снижению температуры холодного t_x . В конце переходного процесса расхождения в температуре составляют для горячего теплоносителя – 8 °С, для нагреваемого – 14 °С. Это приводит к снижению теплосъема с 973 Вт до 939 Вт.

В исследовании переходных процессов с учетом продольной теплопроводности определялся ряд факторов влияния на характеристики динамики модуля ТА. Влияние скорости теплоносителей и толщины стенки – представлены на рис. 3 и рис. 4. В этих опытах были приняты: темп повышения температуры горячего теплоносителя $m_1 = 10^{-2}$ с⁻¹, скорости обоих теплоносителей одинаковы, высота каналов одинакова ($h_1 = h_2 = 2 \cdot 10^{-3}$ м).

Из рис. 3 следует, что постоянная времени, определенная как величина обратная времени при которой температура нагреваемого теплоносителя равна $0,633 \cdot (t_{2\max} - t_{2n})$, не приводит к соотношению $\tau_{\max}/\tau_{\exp} = 3$ [11], а находится в пределах 3,2–3,6.

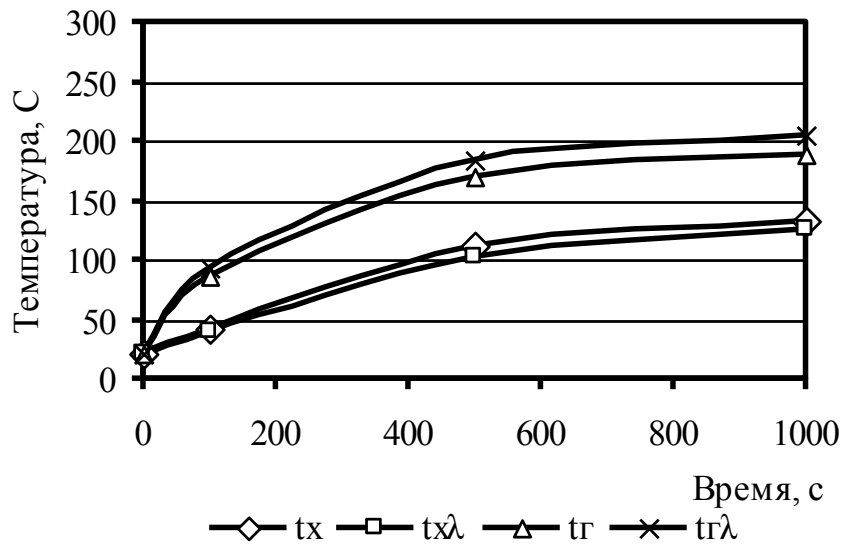


Рис. 2 – Кривые разгона ($m_1 = 1 \text{ с}^{-1}$; $h = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $h_1 = h_2 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $U_1 = U_2 = 5 \text{ м/с}$)

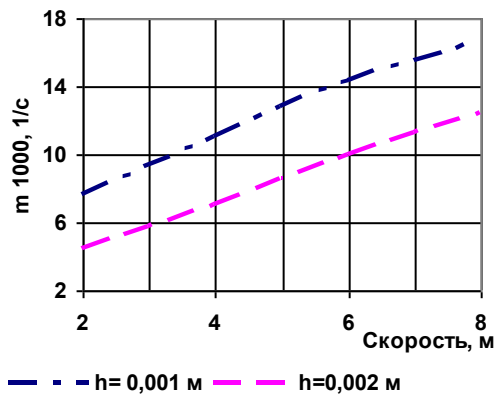


Рис. 3 – Постоянная времени

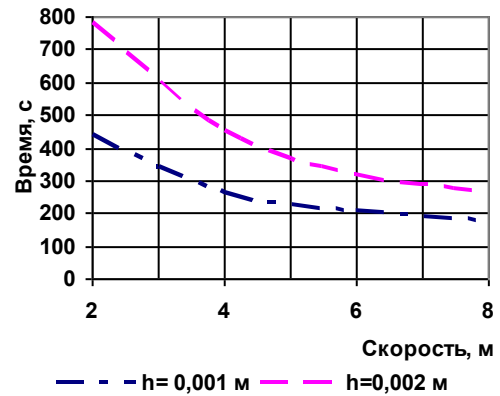


Рис. 4 – Время переходного процесса

Показательным для анализа влияния продольной теплопроводности на динамические и статические характеристики ТА являются результаты расчетных исследований для модуля из стальной и алюминиевой пластин ($\lambda_{ст} = 45 \text{ Вт/(м·К)}$, $\lambda_{ал} = 203 \text{ Вт/(м·К)}$), приведенные в таблице 1. Размеры пластины, темп повышения температуры горячего теплоносителя на входе принимались постоянными, варьировались значения расходов теплоносителей путем изменения высоты каналов и скорости.

Таблица 1.

Результаты опытов, материал для стальной и алюминиевой пластины
($h = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $m_1 = 0,01 \text{ с}^{-1}$, $L = 0,5 \text{ м}$)

Величина	№ опыта			
	1	2	3	4
Толщина стенки $h \cdot 10^3, \text{ м}$	1	1	1	1
Высота канала $h_1 \cdot 10^3, \text{ м}$	5	2	5	2
Высота канала $h_2 \cdot 10^3, \text{ м}$	5	2	5	2
Скорость $u_1, \text{ м/с}$	5	5	2	2

Окончание таблицы 1

Скорость u_2 , м/с	5	5	2	2
Макс. температура 1-го теплоносителя	300	300	300	300
Стальная пластина $\lambda = 45$ Вт/(м·К)				
Температура на выходе:				
– t_1 , °С	210,4	142,7	199,5	131,1
– t_2 , °С	118,2	192,7	130,5	204,3
Время переходного процесса τ_{\max} , с	380	470	490	730
Постоянная времени $m \cdot 10^3$, 1/с	6,3	5,0	4,5	3,6
Теплосъем Q , Вт	3218	2260	1444	971
Коэффициенты теплообмена:				
– α_1 , Вт/(м ² ·К)	88,2	106,0	42,4	53,4
– α_2 , Вт/(м ² ·К)	59,5	71,5	28,6	34,7
Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)	35,5	42,7	17,1	21
Средняя температура:				
– первого теплоносителя t_{1m} , °С	263,7	225,8	257,4	218,6
– второго теплоносителя t_{2m} , °С	73,4	114,0	80,0	121,5
– пластины t_m , °С	187,0	180,0	185,8	180,0
Алюминиевая пластина $\lambda = 203$ Вт/(м·К)				
Температура на выходе:				
– t_1 , °С	210,4	143,5	199,7	133,6
– t_2 , °С	118,3	189,9	129,4	197,7
Время переходного процесса τ_{\max} , с	360	420	430	590
Постоянная времени $m \cdot 10^3$, 1/с	6,7	5,6	5,3	4,2
Теплосъем Q , Вт	3217	2249	1440	956,1
Коэффициенты теплообмена:				
– α_1 , Вт/(м ² ·К)	88,2	106,0	42,4	53,4
– α_2 , Вт/(м ² ·К)	59,5	71,5	28,6	34,7
Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)	35,5	42,7	17,1	21
Средняя температура:				
– первого теплоносителя t_{1m} , °С	263,3	224,3	256,4	215,5
– второго теплоносителя t_{2m} , °С	73,4	113,9	80,0	120,7
– пластины t_m , °С	186,8	179,8	185,3	178,1

Анализ приведенных в таблице 1 значений величин позволяет сделать следующие основные выводы.

Выводы. Для обоих модулей с повышением расхода (опыты № 1 и № 4) сокращается время переходного процесса, увеличивается постоянная времени и величина теплосъема, снижается температура на выходе холодного теплоносителя.

Неоднозначное влияние расхода на параметры динамики и статики ТА имеет место в опытах № 2 и № 3 с одинаковым расходом теплоносителей. Это объясняется тем, что в каналах с одинаковым расходом более высокая теплоотдача имеет место при больших скоростях и малых проходных сечениях (опыт № 2).

К основным выводам можно так же отнести повышение влияния продольной теплопроводности при малых расходах, что согласуется с выводами работы [2].

Список литературы: 1. Лондон, А. Л. Компактные теплообменники [Текст] / А. Л. Лондон, В. М. Кейс. – М. ; Ленинград : Энергоатомиздат, 1982. – 158 с. 2. Цзю. Влияния продольной теплопроводности на работу теплообменника с перекрестным током теплоносителей [Текст] / Цзю // Теплопередача. – 1978. – № 2. – С. 197–202. 3. Абдуллин, С. Ю. Динамика пластинчатого теплообменного аппарата с перекрестным током теплоносителей [Текст] / С. Ю. Абдуллин, А. Ю. Абдуллин, А. А. Шевелев // Вестник НТУ «ХПИ». – 2004. – № 11. – С. 3–10. 4. Федоров, В. И. Метод элементарных балансов для расчета нестационарных процессов теплообменных аппаратов [Текст] / В. И. Федоров, З. А. Марценюк. – Киев : Наукова думка, 1977. – 140 с. 5. Буковская, О. И. Расчет динамических характеристик теплообменных устройств [Текст] / О. И. Буковская, Л. А. Коздоба, М. В. Кудинова, П. Г. Нагалкин // Промышленная теплоэнергетика. – 1995. – Т. 17, № 1–3. – С. 70–79. 6. Тарасенко, А. Н. Совершенствование методов расчета и конструкций воздухоподогревателей котельных установок на основе моделирования динамических характеристик процессов теплообмена [Текст] : дис. ... канд. техн. наук. : 05.14.14 / А. Н. Тарасенко. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2012. – 130 с. 7. Шокин, Ю. И. Метод дифференциального приближения [Текст] / Ю. И. Шокин, Н. Н. Яненко. – Новосибирск : Наука, 1985. – 372 с. 8. Самарский, А. А. Методы решения сеточных уравнений [Текст] / А. А. Самарский, Е. С. Николаев. – М. : Наука, 1978. – 592 с. 9. Кутателадзе, С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление [Текст] : справ. пособие / С. С. Кутателадзе. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 365 с. 10. Краснощеков, Е. А. Задачник по теплопередаче [Текст] / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М. : Энергия, 1980. – 288 с. 11. Архипов, Г. А. Автоматическое регулирование поверхностных теплообменников [Текст] / Г. А. Архипов. – М. : Энергия, 1971. – 304 с.

Bibliography (transliterated): 1. London, A. L., and V. M. Keys. *Kompaktnyye teploobmenniki*. Moscow ; Leningrad : Energoatomizdat, 1982. Print 2. TsZYU. "Vliyaniya prodolnoy teploprovodnosti na rabotu teploobmennika s perekrestnyim tokom teplonositeley." *Teploperedacha*. No 2. 1978. 197–202. Print. 3. Abdullin, S. Yu., A. Yu. Abdullin and A. A. Shevelev. "Dinamika plastinchatogo teploobmennogo apparata s perekrestnyim tokom teplonositeley." *Vestnik NTU "KhPI"*. No 11. 2004. 3–10. Print. 4. Fedorov, V. I., and Z. A. Martsenyuk. *Metod elementarnykh balansov dlya rascheta nestatsionarnykh protsessov teploobmennykh apparatov*. Kiev : Naukova dumka, 1977. Print. 5. Bukovskaya, O. I., et al. "Raschet dinamicheskikh harakteristik teploobmennykh ustroystv." *Promyishlennaya teploenergetika* 17.1–3 (1995): 70–79. Print. 6. Tarasenko, A. N. *Sovershenstvovanie metodov rascheta i konstruktsey vozduhopodogrevateley kotelnykh ustanovok na osnove modelirovaniya dinamicheskikh harakteristik protsessov teploobmena*. Dis. ... kand. tehn. nauk. Kharkov : NTU "KhPI", 2012. Print. 7. Shokin, Yu. I., and N. N. Yanenko. *Metod differentsialnogo priblizheniya*. Novosibirsk : Nauka, 1985. Print. 8. Samarskiy, A. A., E. S. Nikolaev. *Metodyi resheniya setochnykh uravneniy*. Moscow : Nauka, 1978. Print. 9. Kutateladze, S. S. *Teploperedacha i gidrodinamicheskoe soprotivlenie*. Moscow : Energoatomizdat, 1990. Print. 10. Krasnoschekov, E. A., A. S. Sukomel. *Zadachnik po teploperedache*. Moscow : Energiya, 1980. Print. 11. Arhipov, G. A. *Avtomaticheskoe regulirovanie poverhnostnykh teploobmennikov*. Moscow : Jenergija, 1971. Print.

Поступила (received) 03.02.2015

УДК 621.577

В. А. ТАРАСОВА, канд. техн. наук; н.с. ИПМаш НАН України, Харьков

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

В статье рассмотрены основные термоэкономические модели формирования стоимости тепла, произведенного парокompрессионной теплонасосной установкой (ТНУ). При тестировании термоэкономических моделей применен универсальный метод оценки качества энергетических потоков, основанный на уравнениях стоимостных и эксергетических балансов. Сделан вывод о том, что рассмотренные модели работоспособны и могут быть применены для оценки стоимости тепла произведенного ТНУ. Однако для проведения углубленного термоэкономического анализа ТНУ предпочтительно использование модели на основе негэнтропийного подхода, позволяющей корректно оценить стоимости деструкции эксергии.

Ключевые слова: негэнтропия, эксергия, термоэкономическая модель, теплонасосная установка.

Введение

Современный подход к определению цены целевого продукта энергопреобразующей системы основан на использовании аппарата термоэкономики. Термоэкономика рассматривает потоки эксергии как носители стоимости, а цену конечного продукта связывает с каждым этапом преобразования эксергии [1]. Её практическое значение заключается в том, что она позволяет оценить денежные затраты, связанные с потреблением энергии и термодинамической необратимостью процессов в реальных циклах термотрансформаторов, а также выявить пути более эффективного использования и сбережения первичной энергии [1, 2].

При выборе нетрадиционного способа производства тепловой энергии на основе теплонасосных установок представляется важной задача определения стоимости тепла с учетом их термодинамического совершенства, поскольку именно от стоимости выработанного тепла ТНУ зависят масштабы их внедрения в Украине.

Термоэкономический подход к распределению затрат в энергопреобразующих установках при получении целевого продукта

Термоэкономические модели можно подразделить на два типа. Первый тип – это модели, в основе которых лежит физическая структура установки (топология схемы). Основным их ограничением является сложность учета влияния на стоимость целевого продукта установки диссипативного элемента, каким является конденсатор, к примеру, холодильной машины (ХМ) или паросиловой установки. В таких моделях диссипативный элемент фактически выпадает из рассмотрения и фактически не участвует в процессе формирования стоимости всей установки, либо его вклад описывается упрощенно [3].

Второй тип термоэкономических моделей основан на представлении топологии схемы установки в виде производственной структуры (функциональной схемы). Функциональная схема графически отображает направление распределения эксергетических потоков в установке при производстве целевого продукта. Ее основное преимущество заключается в том, что она четко показывает взаимосвязи между потоками эксергии в установке и позволяет проследить, как «продукт» одной подсистемы распределяется в качестве входных данных других подсистем или же в качестве конечного «продукта» установки [4]. На функциональной схеме показывается

© В.А. Тарасова, 2015

как фактическое оборудование, в котором происходит обмен веществом, так и фиктивные элементы, через которые проходят искусственные (фиктивные) потоки. Фиктивные потоки позволяют рассматривать энергетические взаимодействия между элементами только в термомеханических пределах (изменения термической и механической составляющих эксергии). Функциональная схема дает, в некотором смысле, интуитивное представление о связях между элементами системы. В связи с чем, субъективная оценка целевого продукта неизбежна. От того, как производится декомпозиция эксергетических потоков на функциональной схеме, зависят результаты термоэкономического анализа. Чем глубже концептуальное разукрупнение системы на компоненты и потоки, тем точнее описывается процесс формирования эксергетической стоимости целевого продукта. Так, например, авторы работы [5] прибегают к разделению на функциональной схеме термотрансформатора физической эксергии на энтальпийную и энтропийную части. Любое увеличение энтропии в процессе относят к «топливу» элемента, а уменьшение, соответственно, – к «продукту».

Цель и постановка задачи исследования

Недостаток всех субъективных подходов к распределению затрат заключается в возможной двусмысленной оценке целевого продукта конденсатора ХМ. Следует отметить, что для конденсатора вообще неочевиден его эксергетический продукт, т. к. он отводит в окружающую среду остаточные потоки с фактически нулевым содержанием эксергии без получения какого-либо термодинамически полезного продукта. Под остаточным потоком в термоэкономике понимается неиспользуемый сток эксергии, который для завершения термодинамического цикла рассеивается в окружающую среду [4, 6]. Затраты на осуществление этого стока приравниваются к дополнительным затратам диссипативного элемента. Поясним назначение конденсатора ХМ с позиций термоэкономического функционального анализа. В пароконденсационных холодильных циклах функциональное назначение конденсатора заключается в «закрытии» цикла, т. е. обеспечения наименьшего значения энтропии рабочего тела в цикле путем отвода тепла в окружающую среду. Процесс передачи теплоты от хладагента к окружающей среде (наружному воздуху) сопряжен с энергетическими и неэнергетическими затратами. Нагретый в конденсаторе ХМ воздух не является полезным продуктом. Поэтому затраты на его нагрев должны быть распределены между остальными элементами системы пропорционально изменению эксергии потока хладагента в конденсаторе. Что же тогда является критерием для распределения этого остаточного потока? Для циклов термотрансформаторов в качестве такого критерия используется функция, названная негэнтропией [6, 7]. Математически негэнтропия может быть записана в виде изменения энтропии в процессе со знаком « \leftarrow », умноженным на температуру окружающей среды $S^{neg} = -m_{хл} T_{oc} \Delta s_i$. Обоснованием для использования негэнтропии в качестве критерия для распределения остатков может быть следующее. По определению, уменьшить энтропию рабочего тела, значит произвести негэнтропию, которая может рассматриваться как «топливо» для тех элементов, в которых термодинамический процесс сопровождается увеличением энтропии. Чем ниже эксергетическая эффективность элемента, тем выше доля эксергии, которая теряется с остаточным потоком, за который уже «заплатил» каждый элемент установки [8]. Остаток в данном случае увеличивается эквивалентно дополнительному расходу эксергии «топлива» для всей установки. При увеличении доли остаточного потока достигается более низкая эффективность производства целевого продукта установки, т. к. в диссипативном

елементе при проходженні через нього потоку охолоджуваного теплоносія «бесполезно» підвищується його ексергія.

Таким образом, підводя ітог короткому огляду основних термоекономічних підходів к решению задачи формирования стоимости целевого продукта термотрансформатора можно заключить, что вопрос выбора критерия для распределения затрат во многом еще является дискуссионным. Использование только понятия эксергии, как главной меры качества энергии, зачастую не достаточно для адекватного описания процесса формирования стоимости целевого продукта термотрансформатора.

Целью данной работы является сравнительный анализ существующих термоэкономических моделей ТНУ, используемых для адекватного описания процесса формирования стоимости выработанного тепла.

Основная часть

Остановимся подробнее на некоторых основных отличиях, а также преимуществах и недостатках известных термоэкономических моделей применительно к задаче формирования стоимости целевого продукта ТНУ. Отметим, что все модели основаны на уравнениях эксергетического баланса, записанных для каждого элемента установки

$$\sum E_k^{вх} - \sum E_k^{вых} = E_{Dk} + E_{Lk}, \quad (1)$$

где $\sum E_k^{вх}$, $\sum E_k^{вых}$ – эксергетические потоки на входе в элемент и на выходе из него; E_{Dk} – деструкция эксергии; E_{Lk} – потери эксергии в окружающую среду.

Строго говоря, уравнение эксергетического баланса не является равенством, т.к. потока потерь E_{Dk} не существует на самом деле. Однако в литературе [2] потери эксергии используются для удобства при вычислении баланса.

Применяя разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт», баланс (1) можно записать в виде:

$$E_{Fk} = E_{Pk} + E_{Dk} + E_{Lk}, \quad (2)$$

где E_{Fk} , E_{Pk} – «топливо» и «продукт» элемента.

Эксергетический КПД элемента определяется как отношение его «продукта» к «топливу»

$$\eta_k = \frac{E_{Pk}}{E_{Fk}}. \quad (3)$$

Удельную стоимость «продукта» элемента c_{Pk} можно записать, как [4, 7]

$$c_{Pk} = c_{Fk} k_k + k_{Zk}, \quad (4)$$

где c_{Fk} – удельная стоимость «топлива» элемента; k_k – эксергетическая стоимость потока (величина обратная эксергетическому КПД); k_{Zk} – удельные капитальные затраты на элемент, отнесенные к его «продукту», которые определяются, как

$$k_{Zk} = \frac{Z_k}{E_{Pk}}, \quad (5)$$

где Z_k – капитальные затраты, связанные с k -м элементом.

Однако при разделении эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» в моделях имеются существенные отличия. Более того, эти понятия по-разному трактуются, а, следовательно, различаются и подходы к оценке стоимости этих потоков и в самой процедуре декомпозиции. Так в модели [9], в дальнейшем будем называть ее E -модель, используется физическая структура установки, при этом эксергетический

баланс для елемента записується по ексергії входу і вихода. В $H-S$ моделі, представленій в роботі [5], використовується функціональна схема з використанням блоків комунікаторів, при цьому потік ексергії розділяється на ентальпійну і ентропійну часті. $E-S$ модель оснований на понятті про негентропії. При складанні функціональної схеми використовуються блоки-комунікатори з розділенням потоку ексергії на термічну і механічну складові.

Остановимся подробнее на $H-S$ моделі. В этой модели полная эксергия в i -той точке цикла делится на составляющие: полную энтальпию H_i и энтропию S_i , которые определяются по уравнениям

$$H_i = m_{\text{хл}} T_{\text{ос}} (i_i - i_{\text{ос}}), \quad S_i = m_{\text{хл}} T_{\text{ос}} (s_i - s_{\text{ос}}), \quad (6)$$

где $m_{\text{хл}}$ – массовый расход хладагента; $T_{\text{ос}}$ – температура окружающей среды; $i_i, s_i, i_{\text{ос}}, s_{\text{ос}}$ – удельная энтальпия и энтропия в i -той точке цикла и при параметрах окружающей среды, соответственно.

Разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» для ТНУ на основе $H-S$ модели приведено в табл. 1.

Таблица 1.

Разделение потоков на «Топливо» и «Продукт» по $H-S$ модели

Элемент	Эксергетический баланс	«Топливо»	«Продукт»
КМ	$E_{D_{\text{км}}} = N_{\text{км}} + H_1 - H_2 - T_{\text{ос}}(S_1 - S_2)$	$E_{F_{\text{км}}} = [N_{\text{км}} + T_{\text{ос}}(S_2 - S_1)]$	$E_{P_{\text{км}}} = (H_2 - H_1)$
КД	$E_{D_{\text{кд}}} = (H_2 - H_4) - (T_{\text{ос}}(S_2 - S_4) + E_{Q_k})$	$E_{F_{\text{кд}}} = (H_2 - H_4)$	$E_{P_{\text{кд}}} = T_{\text{ос}}(S_2 - S_4) + E_{Q_k}$
ДР	$E_{D_{\text{др}}} = (H_4 - H_5) + T_{\text{ос}}(S_5 - S_4)$	$E_{F_{\text{др}}} = (H_4 - H_5) + T_{\text{ос}}(S_5 - S_4)$	—
ИСП	$E_{D_{\text{исп}}} = T_{\text{ос}}(S_6 - S_5) - (H_6 - H_5 - E_{Q_0})$	$E_{F_{\text{исп}}} = T_{\text{ос}}(S_6 - S_5) + E_{Q_0}$	$E_{P_{\text{исп}}} = (H_6 - H_5)$

В таблице приняты следующие обозначения: КМ – компрессор; КД – конденсатор; ДР – дроссель; ИСП – испаритель; $N_{\text{км}}$ – мощность, затрачиваемая на привод компрессора; E_{Q_0}, E_{Q_k} – эксергия холода и тепла, соответственно; Q_0 – холодопроизводительность; Q_k – теплопроизводительность. Узловые точки цикла: 1 – перегретый пар на входе в компрессор; 2 – пар на входе в конденсатор; 4 – жидкость на выходе из конденсатора; 5 – двухфазный поток на входе в испаритель; 6 – пар на выходе из испарителя.

Из таблицы следует, что в $H-S$ модели не выделяется продукт «дросселя» и соответственно не учитываются затраты, связанные с процессом дросселирования в стоимости целевого продукта термотрансформатора. Для устранения этого недостатка авторами $H-S$ модели [5] была предложена UFS модель, которая отличается от первой дополнительным разделением энтальпийной части эксергии H на составляющие U (внутренняя энергия) и F (работа потока)

$$U_i = m_{\text{хл}} (u_i - u_{\text{ос}}), \quad F_i = m_{\text{хл}} (p_i v_i - p_{\text{ос}} v_{\text{ос}}), \quad (7)$$

где u_i, v_i, p_i – внутренняя энергия, удельный объем, давление хладагента в характерной точке цикла; $u_{\text{ос}}, v_{\text{ос}}, p_{\text{ос}}$ – то же, только при параметрах окружающей среды.

На рис. 1 показана схема декомпозиции эксергетических потоков при формировании стоимости тепла по UFS модели для ТНУ.

Правила распределения потоков S остаются неизменными: уменьшение энтропии является «продуктом» элемента. Что касается потоков U и F , то разделение

на «топливо» и «продукт» происходит по принципу – увеличение u_i и $p_i v_i$ в термодинамическом процессе относят к «продукту», а уменьшение этих параметров – к «топливу».

Заметим, что $H-S$ модель может быть успешно использована для анализа тепло-технологических схем, в которых отсутствует процесс дросселирования.

Определение стоимости потоков проводится по уравнению (4), при этом расчет начинается с элемента, потребляющего электрическую энергию (компрессор). Стоимость «топлива» для компрессора принимается равной стоимости электроэнергии, а стоимость потока $S_{км}$ в первой итерации приравнивается нулю. После определения стоимости потока $S_{км}$, как «продукта» конденсатора, стоимость «топлива» компрессора уточняется. Удельная стоимость потока эксергии \bar{c}_{EQk} определяется как стоимость «продукта» конденсатора $\bar{c}_{Pкд}$ и равна удельной стоимости потока $\bar{c}_{Sкд}$:

$$\bar{c}_{EQk} = \bar{c}_{Pкд} = \bar{c}_{Sкд} = \frac{c_{Fкд} k_{кд} + k_{Zкд}}{\tau}, \quad (8)$$

где τ – время эксплуатации установки за год, ч.

В отличие от UFS модели формирование стоимости целевого продукта и эксергетических потоков в каждом элементе ТНУ по E -модели производится по ходу движения хладагента в гидравлическом контуре (рис. 2). В основу E -модели положен $SPECO$ -метод эксергоэкономии [10].

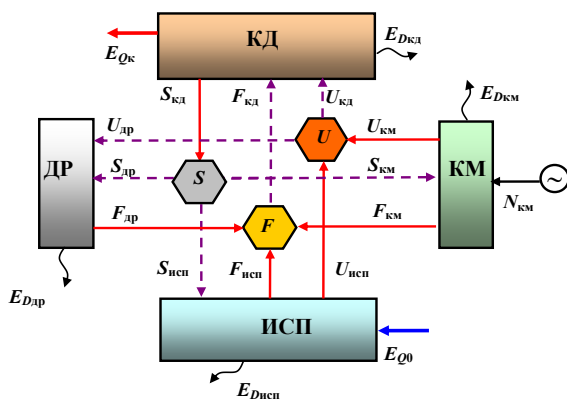


Рис. 1 – Схема декомпозиции эксергетических потоков по UFS модели

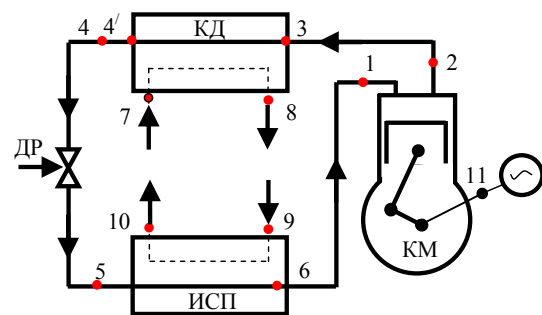


Рис. 2 – Схема эксергетических потоков в ТНУ на основе E -модели

Система уравнений для определения удельных стоимостей каждого входящего и выходящего из элемента потока эксергии записывается следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} c_1 E_1 + c_{11} E_{11} + Z_{км} &= c_2 E_2 \\ c_2 E_2 + c_7 E_7 + Z_{кд} &= c_4 E_4 + c_8 E_8 \\ c_4 E_4 + Z_{др} &= c_5 E_5 \\ c_5 E_5 + c_9 E_9 + Z_{исп} &= c_1 E_1 + c_{10} E_{10} \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

где $c_2 = c_4 = c_4$, $c_{10} = 0$, $c_{11} = \frac{c_3 \tau N_{км}}{E_{11}}$, $c_7 = \frac{c_3 \tau N_в}{E_7}$ и $c_9 = \frac{c_3 \tau N_н}{E_9}$; $N_в$, $N_н$ – мощность

вентилятора и насоса, соответственно, кВт; где c_3 – стоимость электроэнергии, \$/(кВт·ч). Правая часть уравнений (9) – это суммарные затраты, связанные с «топливом» элемента, а левая – стоимость его «продукта».

Для определения удельной стоимости целевого продукта ТНУ, а именно эксергии теплового потока, используется следующее соотношение

$$\bar{c}_{E_{Q_k}} = \frac{c_8 E_8}{E_{Q_k} \tau}. \quad (10)$$

Авторы *E*-модели при формировании стоимости целевого продукта ТНУ несколько отступили от установленных ими ранее правил для «топлива» и «продукта» элемента [10]. Так, например, рассматриваются входящие потоки эксергии в качестве «топлива», а выходящие в качестве «продукта». Между тем, по правилу *F* «топливом» является уменьшение эксергии при прохождении через элемент, а «продуктом» – увеличение эксергии в элементе. Имеет место также отступление от правил присвоения стоимости эксергетическим потокам. Так, в дросселе происходит снижение эксергии, следовательно, он не имеет продукта, и потоки эксергии E_4 и E_5 , согласно правилу *F*, являются «топливом», а значит c_4 должна быть равна c_5 . Однако, при определении стоимости потоков эксергии в дросселе ТНУ авторы пользуются правилом *P* для «продукта» и записывают следующее выражение:

$$c_5 = \frac{c_4 E_4 + Z_{др}}{E_5}. \quad (11)$$

Согласно используемой в модели схеме разделения эксергетических потоков на «топливо» и «продукт», по нашему мнению, затруднительно корректно определить эксергетические КПД элементов ТНУ. Так, например, эксергетический КПД испарителя, вычисленный как $\eta_{исп} = \frac{E_6 + E_{10}}{E_5 + E_9}$, не дает представления о

термодинамическом совершенстве теплообменника и, в принципе, не пригоден для практики. Назначение любого теплообменника состоит в том, чтобы передавать тепло от горячего теплоносителя к холодному. По этой причине его совершенство должно оцениваться двумя величинами: 1) количеством переданной эксергии (теплоты); 2) количеством затраченной эксергии на передачу теплоты [11]. Величина $\eta_{исп}$ в данном случае стремиться к 1 и никак не характеризует ни количества переданной эксергии, ни количества затраченной эксергии. Следует отметить, что при использовании *E*-модели для термозкономического анализа холодильной машины, имеющей те же элементы, что и ТНУ, авторы [3] прибегают к традиционным для *SPECO*-метода правилам *F* и *P* деления потоков на «топливо» и «продукт».

Общим на наш взгляд недостатком рассмотренных выше термозкономических моделей является то, что стоимость деструкции не участвует в стоимостном балансе, а назначается директивно по стоимости «топлива» элемента. Нам представляется, что для описания процесса формирования стоимости целевого продукта ХМ или ТНУ, деструкция эксергии должна определяться из решения уравнений стоимостных балансов, также как и стоимость эксергетических потоков.

Главное отличие *E-S* модели от *E*-модели и *UFS* модели, состоит в том, что при составлении функциональной схемы наравне с эксергией *E* (превратимая часть энергии) рассматривается и непревратимая ее часть в виде потоков, участвующих в процессе формирования стоимости целевого продукта всей системы [12]. Как известно [2], превратимая часть энергии совершает в цикле полезную работу, а непревратимая (потери, характеризующиеся повышением энтропии) «вливаются» в качестве балласта в продукт системы и отводится из цикла через диссипативный элемент (конденсатор) к потребителю в случае ТНУ или же в окружающую среду в случае ХМ. При

формировании стоимости целевого продукта непревратимая часть энергии рассматривается в качестве присоединяемого к потоку эксергии фиктивного потока, входящего в элемент как «топливо» или исходящего из него как «продукт» в зависимости от функционального назначения элемента в системе [13, 14]. В таком случае уравнение баланса (1) следует записывать в виде:

$$F_k - P_k = L_k, \tag{12}$$

где F_k – «топливо» элемента; P_k – «продукт» элемента; L_k – поток энергии, уходящий из системы в окружающую среду.

Для диссипативных элементов, таких как конденсатор ХМ, $L_k \neq 0$. Однако этот поток уходит из системы и в дальнейшем не участвует в процессе формирования стоимости целевого продукта, поэтому его стоимость приравнивается нулю. Для всех остальных элементов системы $L_k = 0$. Из (12) следует, что «топливом» и «продуктом» элемента могут быть как эксергетические, так и фиктивные потоки. При разделении эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» используются известные правила эксергоэкономического анализа (F и P) [10], согласно которым любое уменьшение эксергии является «топливом», а увеличение – «продуктом» элемента. Сложнее дело обстоит с фиктивными потоками, поскольку при разделении на «топливо» и «продукт» необходимо определить, какой элемент и в каком объеме «расплачивается» за потери в других элементах. Так, например, для компрессора «топливом» является механическая энергия, однако на эксергетическую и экономическую стоимость его «продукта» также оказывает влияние эффективность конденсатора. Чтобы учесть эту взаимосвязь вводится поток негэнтропии $S^{нег}$, равный по величине и противоположный по знаку деструкции эксергии в компрессоре. Следовательно, он должен быть направлен из конденсатора в компрессор в качестве «топлива». Аналогично распределяются потоки негэнтропии в качестве «топлива» для дросселя и испарителя. Следует отметить, что с точки зрения реальной эксплуатации установки ХМ и ТНУ поток негэнтропии не имеет никакого физического смысла, однако он важен при определении затрат на устранение деструкции в элементах.

Таким образом, при разработке термозкономических моделей как ХМ, так и ТНУ, использующих негэнтропию наряду с эксергией, принимается, что поток негэнтропии всегда является продуктом конденсатора. Основанием для этого служит тот факт, что в конденсаторе, в первую очередь, необходимо осуществить процесс конденсации хладагента, который происходит с уменьшением энтропии, а теплота, отведенная от конденсатора, здесь может рассматриваться как сопровождающие этот процесс потери в окружающей среде.

Разделение потоков эксергии и негэнтропии на «топливо» и «продукт» для теплонасосной установки может быть представлено в следующем виде (табл. 2).

Таблица 2.

Эксергетические балансы и разделение на «топливо» и «продукт» потоков эксергии и негэнтропии для элементов ТНУ

Элемент ТНУ	«Топливо»	«Продукт»
Компрессор	$F_{км} = (N_{км} + T_{ос}(S_1 - S_2)) = N_{км} + S_{км}^{нег}$	$P_{км} = (E_2 - E_1) = E_{км}$
Конденсатор	$F_{кд} = (E_2 - E_4) = E_{кд}$	$P_{кд} = T_{ос}(S_4 - S_2) = S_{кд}^{нег}, L_{кд} = Q_k$
Дроссель	$F_{др} = (E_4 - E_5) + T_{ос}(S_4 - S_5) = E_{др} + S_{др}^{нег}$	–
Испаритель	$F_{исп} = E_5 - E_6 + T_{ос}(S_5 - S_6) = E_{исп} + S_{исп}^{нег}$	$P_{исп} = [-Q_o]$

Стоимостной баланс можно записать в следующем виде [10]

$$c_{Pk} P_k = c_{Fk} F_k + Z_k, \quad (13)$$

где c_{Pk} , c_{Fk} – удельные стоимости «продукта» и «топлива» в k -ом элементе системы, соответственно, \$/кВт.

На рис. 3 показана функциональная схема ТНУ с выделением на ней потоков эксергии и негэнтропии с учетом стоимостных показателей.

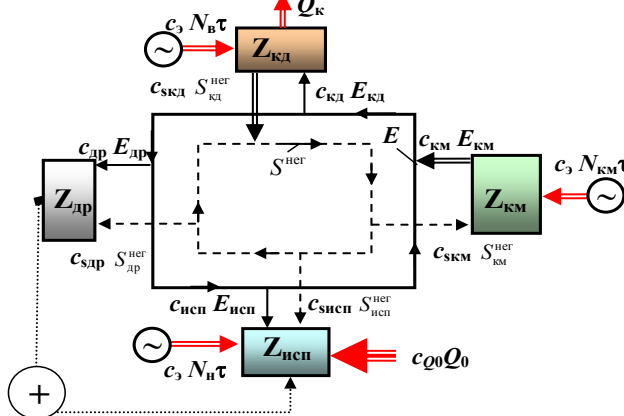


Рис. 3 – Функциональная схема ТНУ с учетом стоимостных показателей на основе E - S модели

эксергии и негэнтропии относятся к «продукту», а входящие являются «топливом» элемента. Поскольку в ТНУ процесс дросселирования происходит на температурном уровне выше температуры окружающей среды, то в этом случае дроссель превращается в элемент установки, не имеющий продукта в виде термической эксергии как в ХМ. Следовательно, чтобы дроссель участвовал в процессе формирования стоимости целевого продукта ТНУ его необходимо рассматривать совместно с испарителем, как единый элемент, имеющий продукт в виде потока тепла от низкопотенциального источника. Знак (+) на рис. 3 обозначает, что все потоки, связанные с дросселем, присоединяются к испарителю.

Следует отметить, что использование негэнтропийного подхода для ХМ не вызывает затруднений, поскольку ее целевой продукт (холод) отводится к потребителю через испаритель, который не является диссипативным элементом [16]. В отличие от ХМ для ТНУ имеет место другая ситуация. Целевым продуктом ТНУ, который в действительности используется потребителем, является отводимая от диссипативного элемента теплота. В этом заключается основное противоречие негэнтропийного подхода к разделению потоков на «топливо» и «продукт», так как конденсатор в этом случае имеет два «продукта» (эксергию теплоты и негэнтропию), а испаритель – ни одного. Во избежание ошибок при составлении функциональной схемы ТНУ её целевым продуктом следует считать отбор тепла от низкопотенциального источника в испарителе [13]

$$C_{цп} = c_{Q_0} Q_0. \quad (14)$$

В целом это возможно по причине того, что для ТНУ важно обеспечить эффективный как в энергетическом, так и в экономическом отношении отбор тепла от низкопотенциального источника, а отвод тепла к приемнику (потребителю) уже обусловлен самим ходом осуществления термодинамического цикла.

Стоимость деструкции эксергии в k -м элементе записывается как

$$C_{Dk} = c_{sk} E_{Dk}. \quad (15)$$

На рисунке приняты следующие обозначения: $N_в$ – мощность вентилятора; $S^нег$ – поток негэнтропии; c_3 – стоимость электроэнергии по тарифу; c_k – удельная стоимость потока эксергии; c_{sk} – удельная стоимость потока негэнтропии.

Потоки E и $S^нег$ (см. рис. 3) направлены в противоположных направлениях в сторону уменьшения эксергии и негэнтропии хладагента от элемента к элементу ТНУ. Все исходящие из элементов потоки

Поскольку «топливом» и «продуктом» элемента в E - S модели не всегда является поток эксергии (см. рис. 3), то эксергетический КПД элемента следует определять не по зависимости (3), а из выражения $\eta_k = 1 - E_{Dk} / E_{Fk}$.

Результаты исследования

Для численной реализации предложенной модели, а также сравнения с другими моделями, нами проведен расчет статических характеристик ТНУ типа «вода-воздух» по методике [17]. Проектные характеристики ТНУ следующие: холодопроизводительность в расчетном режиме составляет 16,8 кВт, теплопроизводительность – 21,6 кВт; температура испарения равна 6,2 °С; температура конденсации – 45,9 °С; расход воды через испаритель – 1 л/с; расход воздуха через конденсатор – 2,88 м³/с; температура воды на входе в испаритель равна 12 °С; температура воздуха на входе в конденсатор – 32 °С; относительная влажность воздуха – 37,2 %. Рабочее вещество – R22. Компрессор «Манеуор МТ 64». Конденсатор воздушный с пластинчатым оребрением, площадью поверхности 56 м², диаметр труб конденсатора – 12 мм, число рядов труб – 3, количество труб в ряду – 18. Длина одной трубки равна 1400 мм. Размеры соединительных трубопроводов: длина линии всасывания – 20 м, диаметр – 28 мм; длина линия нагнетания – 4 м, диаметр – 12 мм; длина жидкостной линии – 20 м, диаметр – 12 мм. Испаритель – кожухотрубный с внутритрубным кипением хладагента. Длина трубки – 1500 мм, диаметр кожуха – 127 мм. Время работы ТНУ в отопительный период принято равным $\tau = 5000$ ч. Исходные капитальные стоимости элементов ТНУ равны $Z_{км} = 839$ \$, $Z_{кд} = 2338$ \$ и $Z_{исп} = 1640$ \$. Стоимость электроэнергии $c_e = 0,025$ \$/(кВт·ч).

На рис. 4 представлены зависимости эксергетических КПД для каждого элемента теплового насоса от температуры низкопотенциального теплоносителя на входе в испаритель $T_{нп1}$.

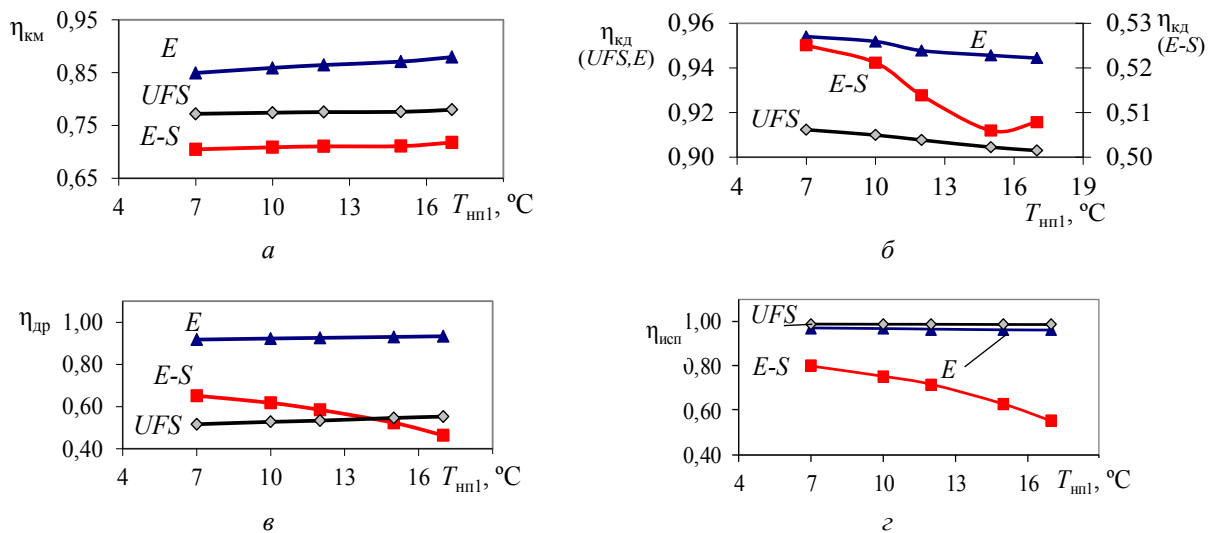


Рис. 4 – Эксергетические КПД элементов ТНУ:
 а – $\eta_{км} = f(T_{нп1})$; б – $\eta_{кд} = f(T_{нп1})$; в – $\eta_{др} = f(T_{нп1})$; з – $\eta_{исп} = f(T_{нп1})$

Как можно видеть из рисунка, КПД, подсчитанные по E и UFS моделям, менее чувствительны к изменению $T_{нп1}$. Определенные по $E-S$ модели эксергетические КПД конденсатора, испарителя и дросселя снижаются с повышением температуры $T_{нп1}$. Это свидетельствует о том, что увеличение деструкции эксергии в этих элементах преобладает над ростом их эксергетического «продукта». Напротив, КПД компрессора

возрастает, несмотря на то, что деструкция эксергии в нем увеличивается с ростом $T_{\text{нп1}}$. Следовательно, увеличение «продукта» компрессора больше, чем рост деструкции эксергии в нем.

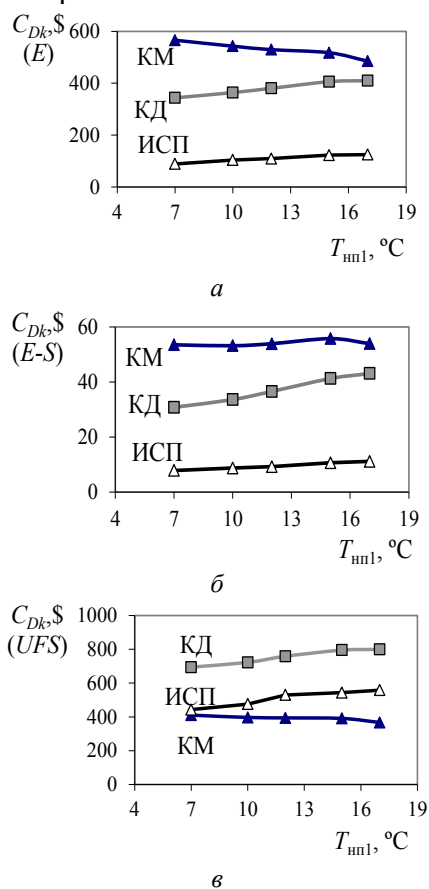


Рис. 5 – Зависимость стоимости E_{Dk} от температуры $T_{\text{нп1}}$

затратами на электроэнергию.

Заключение

Проведенный в работе сравнительный анализ термoeкономических моделей ТНУ выявил существенные различия в подходах к декомпозиции эксергетических потоков по признаку «топливо» и «продукт» элемента. При тестировании термoeкономических моделей применен универсальный подход к оценке стоимости целевого продукта, основанный на записи уравнений стоимостных и эксергетических балансов. Это позволило привести к единому соответствию результаты расчетов по различным моделям. Все модели работоспособны и могут быть применены для оценки стоимости тепла произведенного ТНУ. Для проведения углубленного термoeкономического анализа ТНУ предпочтительно использование $E-S$ модели, позволяющей корректно оценить стоимости деструкции эксергии.

На рис. 5 показано изменение стоимости деструкции эксергии E_{Dk} в каждом элементе ТНУ в зависимости от температуры $T_{\text{нп1}}$.

Как можно видеть из рисунков, стоимость деструкции C_{Dk} , подсчитанная по $E-S$ модели (рис. 5б), существенно ниже, чем стоимости C_{Dk} , полученные по E и UFS моделям (рис. 5а,в). Это связано с тем, что она получена как стоимость потока негэнтропии из уравнения стоимостного баланса, что было отмечено выше (13). По двум другим моделям (рис. 5а,в) C_{Dk} вычислялась путем умножения удельной стоимости «топлива» элемента на величину E_{Dk} . Таким образом все капитальные и эксплуатационные затраты, связанные с «топливом» элемента, переключались на стоимость его деструкции. Между тем, эти затраты уже учитываются в стоимости целевого продукта установки.

Таким образом, можно заключить, что по $E-S$ модели стоимости эксергетических потоков формируются в компрессоре, вбирая в себя его капитальную стоимость, а стоимости деструкции эксергии – в конденсаторе, включая капитальные стоимости, как компрессора, так и конденсатора. В этой связи затраты, связанные с устранением деструкции, в значительной мере обусловлены капитальной стоимостью оборудования, чем

Список литературы: 1. Эль Саид, И. М. Термoeкономика и проектирование тепловых систем [Текст] / И. М. Эль Саид, Р. Б.Эванс // Труды американского общества инженеров механиков. Энергетические машины. – 1970. – № 1. – С. 22–31. 2. Бродянский, В. М. Доступная энергия Земли и устойчивое развитие систем жизнеобеспечения: Ч. 2. Ресурсы Земли [Текст] / В. М. Бродянский // Технические газы. – 2011. – № 3. – С. 48–63. – ISSN 1682-0355. 3. Morosuk, T. Advanced exergetic analysis of refrigeration machine: Part 1. Methodology and first evaluation [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Proc. 2011 Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA). – 2011. – P. 1–10. 4. Lozano, M. Theory of Exergetic Cost [Text] / M. Lozano, A. Valero // Energy. – 1993. – № 18 (9). – P. 939–960. 5. Santos, J. On the Negentropy Application in

Thermoeconomics: A Fictitious or an Exergy Component Flow? [Text] / J. Santos, M. Nascimento, E. Lora, A. M. Reyes // *International Journal of Thermodynamics*. – 2009. – Vol. 12, № 4. – P. 163–176. **6.** D'Accadia, M. D. Thermoeconomic analysis and diagnosis of a refrigeration plant [Text] / M. D. D'Accadia, F. De Rossi // *Energy Conversion and Management*. – 1998. – № 39. – P. 1223–1232. **7.** D'Accadia, M. D. Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant [Text] / M. D. D'Accadia, F. De Rossi // *Int. Journal of Refrigeration*. – 1998. – № 21. – P. 42–54. **8.** Piacentino, A. Scope-Oriented Thermoeconomical Analysis of Energy Systems. P. I. Looking for a Non-Postulated Cost Accounting for the Dissipative Devices of a Vapour Compression Chiller. Is it Feasible? [Text] / A. Piacentino, F. Cardona // *Applied Energy*. – 2010. – Vol. 87. – P. 943–956. – ISSN: 0306-2619. **9.** Morosuk, T. Elements of exergoeconomics for the analysis of compressor heat pump [Text] / T. Morosuk // *Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: VI Minsk International Seminar, 12–15 September 2005*. – Minsk, Belarus, 2005. – P. 403–409. **10.** Тсатсаронис, Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы [Текст] / Дж. Тсатсаронис. – Одесса : Негоциан, 2002. – 152 с. **11.** Корнеечев, А. И. Определение эксергетического КПД теплообменных аппаратов [Текст] / А. И. Корнеечев // *Известия Вузов. Энергетика*. – 1968. – № 11. – С. 109–111. **12.** Frangopoulos, C. A. Thermo-economic Functional Analysis and Optimization [Text] / C. A. Frangopoulos // *Energy*. – 1987. – № 12(7). – P. 563–571. **13.** Тарасова, В. А. Термoeкономическая модель теплонасосной установки на основе негэнтропийного подхода к формированию стоимости целевого продукта [Текст] / В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампиدي // *Проблемы машиностроения*. – 2014. – Т. 17, № 4. – С. 10–16. – ISSN 0131-2928. **14.** Мацевитый, Ю. М. Системно-структурный анализ парокomppressorных термотрансформаторов / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиدي, В. А. Тарасова. – Харьков: ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 2014. – 269 с. – ISBN 978-966-02-7218-7. **15.** Wall, G. Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System [Text] / G. Wall // *Energy Journal*. – 1986. – Vol. 11, № 11(10). – P. 957–967. **16.** Тарасова, В. А. Сравнительный анализ термoeкономических моделей формирования эксергетической стоимости холода [Текст] / В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампиди // *Технические газы*. – 2013. – № 6. – С. 55–63. – ISSN 1682-0355. **17.** Харлампиди, Д. Х. Расчет реверсивного кондиционера-теплового насоса при переводе его на альтернативные хладагенты [Текст] / Д. Х. Харлампиди, Э. Г. Братута, А. В. Шерстюк // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – 2012. – № 3. – С. 78–83. – ISSN 2078-5364

Bibliography (transliterated): **1.** El Said, I. M., et al. "Termoeconomika i proektirovanie teplovih system." *Trudi amerikanskogo obschestva inzhenerov mekhanikov. Energeticheskie mashini*. No 1. 1970. 22–31. Print. **2.** Brodyansky, V. M. "Dostupnaya Energia Zemlje i ustoychivoe razvitiya sistem zhizneobespecheniya. 2. Resursy Zemlje." *Tehnycheskiye gazi* 3 (2011): 48–63. ISSN 1682-0355. Print. **3.** Morosuk, T., and G. Tsatsaronis. "Advanced exergoeconomic analysis of refrigeration machine: Part 1. Methodology and first evaluation." *Proc. 2011 Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA)*. 2011. 1–10. Print. **4.** Lozano, M., and A. Valero "Theory of Exergetic Cost." *Energy* 18(9) (1993): 939–960. Print. **5.** Santos, J., et al. "On the Negentropy Application in Thermoeconomics: A Fictitious or an Exergy Component Flow?" *International Journal of Thermodynamics* 12.4 (2009): 163–176. Print. **6.** D'Accadia, M. D., and F. De Rossi. "Thermoeconomic analysis and diagnosis of a refrigeration plant." *Energy Conversion and Management* 39 (1998): 1223–1232. Print. **7.** D'Accadia, M. D., and F. De Rossi. "Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant." *Int. Journal of Refrigeration* 21 (1998): 42–54. Print. **8.** Piacentino, A., and F. Cardona. "Scope-Oriented Thermoeconomical Analysis of Energy Systems. P. I. Looking for a Non-Postulated Cost Accounting for the Dissipative Devices of a Vapour Compression Chiller. Is it Feasible?" *Applied Energy* 87 (2010): 943–956. ISSN: 0306-2619. Print. **9.** Morosuk, T. "Elements of exergoeconomics for the analysis of compressor heat pump." *Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: VI Minsk International Seminar, 12-15 September 2005*. Minsk, Belarus, 2005. 403–409. Print. **10.** Tsatsaronis, G. *Vzaimodeystviye termodynamiky i ekonomiky dlya mynymyzatsyy stoimosty enerhopreobrazuyushey systemi*. Odessa : "Nehotsyant", 2002. Print. **11.** Korneechev, A. I. "Opredelenye eksyrhetycheskoho KPD teploobmennih apparatov." *Izvestiya Vyzov. Energetyka* 11 (1968): 109–111. Print. **12.** Frangopoulos, C. A. "Thermo-economic Functional Analysis and Optimization." *Energy* 12(7) (1987): 563–571. Print. **13.** Tarasova, V. A., and D. Kh. Kharlampidi. "Termoeconomicheskaya model teplonasosnoy ustanovky na osnove negntropyynogo podhoda dla formyrovanya stoimosty tsylevoho produkta." *Problemy mashinostroeniya* 17.4 (2014): 10–16. ISSN 0131-2928. Print. **14.** Matsevytiy, M. Yu., et al. *Sistemno-strukturniy analiz parokompessornih termotransformatorov*. Kharkov : IPMach, 2014. ISBN 978-966-02-7218-7. Print. **15.** Wall, G. "Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System." *Energy Journal* 11.11(10) (1986): 957–967. Print. **16.** Tarasova, V. A., and D. Kh. Kharlampidi. "Sravnitelnyy analiz termotkonomycheskykh modeley formyrovanya eksyrhetycheskoy stoimosty holoda." *Tehnycheskiye gazi* 6 (2013): 55–63. ISSN 1682-0355. Print. **17.** Kharlampidi, D. Kh., et al. "Raschet reversyvnogo kondytsyonera-teplovogo nasosa pry perevode ego na alternatyvnie hladahenti." *Integrovani tehnologii ta energozberezhennya* 3 (2012): 78–83. ISSN 2078-5364. Print.

Поступила (received) 27.01.2015

УДК 621.577

Г. А. БАЛАСАНЯН, д-р техн. наук, проф.; проф. ОНПУ, Одесса;
А. А. КЛИМЧУК, канд. техн. наук, доц.; доц. ОНПУ, Одесса;
М. Б. МИНЯЙЛО, директор по финансовым и экономическим вопросам
ГП «Одесская железная дорога»

ОПТИМАЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ТЕПЛОВОГО НАСОСА В КОМБИНИРОВАННЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ЮЖНОГО РЕГИОНА УКРАИНЫ

Рассмотрены проблемы внедрения тепловых насосов в существующие системы теплоснабжения. Указаны факторы, влияющие на эффективность использования тепла наружного воздуха тепловыми насосами. Рассмотрены ограничения использования одноступенчатых тепловых насосов в существующих системах отопления. Приведены результаты сравнительного расчета технико-экономических показателей использования двух типов тепловых насосов.

Ключевые слова: тепловые насосы, комбинированные системы теплоснабжения.

Введение. В последнее время в виду резкого подорожания цены на природный газ, а также постановлений правительства, стимулирующего интерес к электроэнергии [1, 2], как источнику тепла, растет спрос на интеграцию тепловых насосов в существующие системы теплоснабжения зданий.

Основным потребителем тепловых насосов является частный сектор, обладающий определенными финансовыми возможностями.

Как правило, интерес вызывает установка теплового насоса типа «воздух-вода», как менее затратного и менее сложного в процессе монтажа и дальнейшей эксплуатации [3, 4].

Гораздо реже устанавливаются тепловые насосы типа «вода-вода», использующие тепло грунта и водоемов.

При интеграции теплового насоса в существующую систему теплоснабжения здания возникает проблема выбора тепловой мощности теплового насоса. Эта проблема обусловлена рядом обстоятельств:

- температурным режимом системы отопления;
- климатическими ограничениями эффективности работы теплового насоса;
- капитальными затратами на основное оборудование.

Целью работы является определение оптимальной мощности теплового насоса для существующих систем теплоснабжения в частных домах.

Температурный режим системы отопления

Согласно существующих норм удельные теплотери в жилых зданиях небольшой этажности для южного региона не должны превышать 100 Вт/м^2 . При этом температура теплоносителя в системах индивидуального теплоснабжения с газовым котлом, при расчетной температуре наружного воздуха по параметрам «Б» (для Одессы эта температура составляет $-18 \text{ }^\circ\text{C}$), в большинстве случаев составляет $80\text{--}60 \text{ }^\circ\text{C}$.

При использовании более распространенных одноступенчатых тепловых насосов типа «воздух-вода» максимальная температура в подающей магистрали не превышает $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Это обстоятельство не позволяет с помощью теплового насоса обеспечить нормативные температуры в отапливаемых помещениях при существующей системе отопления. Для южного региона Украины минимальная

© Г.А. Баласянян, А.А. Климчук, М.Б. Миняйло, 2015

температура наружного воздуха при которой теплоноситель с температурой 60 °С способен обеспечить требуемую температуру в помещении (при существующей системе отопления) составляет порядка 0 °С. Тепловая мощность источника теплоснабжения при этом не превышает 55 % от максимальной.

Это обстоятельство говорит о том, что устанавливать тепловой насос полезной тепловой мощностью такой же, как и газовый котёл, нет необходимости.

Климатические ограничения эффективности работы теплового насоса

Эффективность работы теплового насоса определяется коэффициентом трансформации (COP) [5]. Данный коэффициент зависит от двух параметров:

- температуры наружного воздуха;
- температуры теплоносителя.

Чем ниже температура наружного воздуха и чем выше температура теплоносителя в системе отопления, тем ниже COP.

При нынешних ценах на газ и электроэнергию значение COP, ниже которого себестоимость получаемого тепла от теплового насоса будет выше себестоимости тепла от газового котла, составляет 2 (при стоимости электроэнергии 1,32 грн. кВт·ч и стоимости газа 8,0 грн. м³).

Для большинства тепловых насосов значение COP выше 2 лежит в области температур наружного воздуха выше – 5 °С. При этом стоит учитывать, что максимальная мощность теплового насоса при этом уменьшается почти в два раза.

Отдельно необходимо обратить внимание на климатологические данные, которые определяют временные периоды наружных температур воздуха. Так, для г. Одесса за последние 10 лет среднее количество суток в год, при которой наружная температура воздуха ниже –5 °С, составляет всего 14 суток.

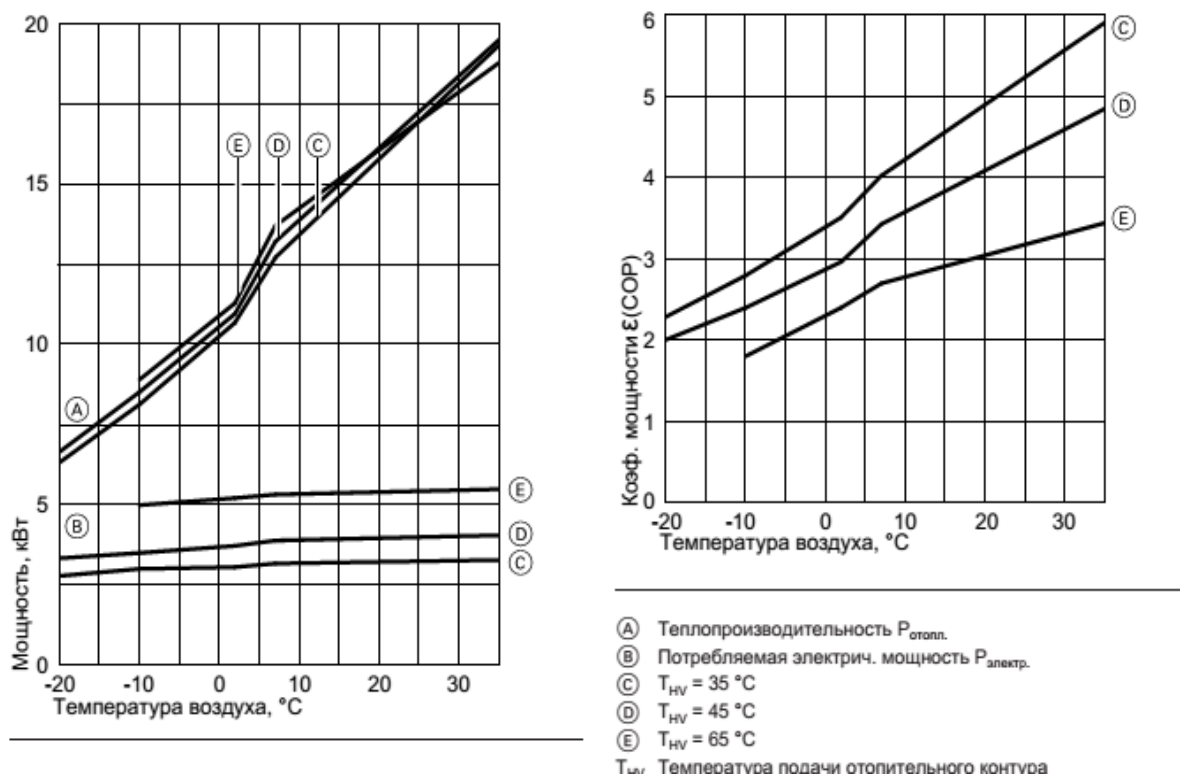


Рис. 1 – Технические характеристики теплового насоса типа «воздух-вода»

Капитальные затраты на основное оборудование

Стоимость теплового насоса значительно превышает стоимость газового котла, поэтому при разработке комбинированной системы теплоснабжения важным моментом является определение мощности теплового насоса [6, 7]. Тепловую мощность котла можно рассчитывать на максимальное теплоснабжение.

В свою очередь тепловые насосы более сложных конструкций, по сравнению с одноступенчатыми (двух-ступенчатые, и т.д.), способны обеспечить температурный режим 80–60 °С, но стоят в 1,5–2 раза дороже.

Для сравнения был произведен технико-экономический расчет трех вариантов систем теплоснабжения на базе:

- газового котла;
- газового котла в комбинации с одноступенчатым тепловым насосом;
- теплового насоса, обеспечивающего температурный режим 80–60 °С.

В качестве объекта был выбран частный дом в г. Одессе площадью 300 м² и количеством проживающих – 5 человек. Теплотери и водопотребление принимались согласно существующих норм.

Результаты расчёта представлены в таблице 1.

Таблица 1.

Результаты технико-экономического расчёта трёх вариантов теплоснабжения здания

№ п/п	Наименование показателя	Ед. измер.	Газов. котел	Газов. котёл и тепл. насос	Тепл. насос
1	Годовое потребление тепла	кВт·ч	70017	70017	70017
2	Годовой расход электроэнергии	кВт·ч	-	18981	24693
3	Годовой расход газа	м ³	7488	937	-
4	Стоимость электроэнергии	грн./(кВт·ч)	1,34	1,34	1,34
5	Стоимость газа	грн./м ³	8,0	8,0	-
6	Годовая стоимость энергоресурсов	грн.	59904	33146	33089
7	Максимальная электрическая мощность	кВт	Не более 0,1	10	20
8	Капитальные затраты	грн.	-	162000	270000
9	Экономия средств	грн./год	-	26757	26814
10	Срок окупаемости	год	-	6	10

Выводы. Полученные результаты анализа эффективности работы теплового насоса в комбинированной системе теплоснабжения, а также много вариантный технико-экономический расчет комбинированной системы теплоснабжения, позволяют сделать следующие выводы:

- в существующих системах теплоснабжения частных домов применять одноступенчатые тепловые насосы типа «воздух-вода» можно только в комбинации с газовым котлом;
- эффективная работа тепловых насосов лежит в области температур наружного воздуха выше –5–0 °С;
- применение более сложных конструкций тепловых насосов (с возможностью создания температурных режимов системы отопления 80–60 °С) приводит к существенному росту капитальных затрат и незначительной экономии.

Список літератури: 1. Закон України про енергозбереження [Текст] : № 74/94 від 1.07.1994 р. // Закони України. – Київ, 1997. – Т. 7. – С. 281–291. 2. Постанова кабінету міністрів «Про стимулювання споживачів природного газу і теплової енергії до переходу на електричне опалення та гаряче водопостачання» від 9.07.2014. 3. Климчук, О. А. Альтернативні системи теплопостачання житлових будівель із використанням теплових насосів та акумуляторів тепла [Текст] / О. А. Климчук., С. С. Титар, В. І. Шевчук, О. Д. Димитров // Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції магістрантів та науковців «Управління проектами: інновації, не лінійність, синергетика». Одеська державна академія будівництва та архітектури. 12–13 грудня 2014. – Том 2. – С. 102–105. 4. Денисова, А. Е. Особенности работы теплового насоса в комплексной альтернативной системе теплоснабжения [Текст] / А. Е. Денисова // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2001. – № 1. – С. 6–8. 5. Ханрих, Г. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения [Текст] / Г. Ханрих, Х. Найорк, В. Нестлер. – М. : Стройиздат, 1985. – 351 с. 6. Безродний, М. К. Про оптимальну роботу ТН в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти зовнішнього повітря [Текст] / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика : зб. наук. праць. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2011. – № 3. – С. 26–33. – ISSN 2077-1134. 7. Безродний, М. К. Оптимальна робота теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти ґрунту [Текст] / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2012. – № 1. – С. 1–6. – ISSN 1810-0546.

Bibliography (transliterated): 1. "Zakon Ukrainy pro energozberezhennja 74/94 01 July 1994." *Zakony Ukrainy*. Vol. 7. Kiev, 1997. 281–291. Print. 2. Postanova kabinetu ministriv "Pro stymuljuvannja spozhyvachiv pryrodnogo gazu i teplovoi' energii' do perehodu na elektryчне opalennja ta garjache vodopostachannja" 09 July 2014. 3. Klymchuk, O. A., et al. "Al'ternatyvni systemy teplopstachannja zhytlovyh budivel' iz vykorystannjam teplovyh nasosiv ta akumuljatoriv tepla." *Materialy V Mizhnarodnoi' naukovy-praktychnoi' konferencii' magistrantiv ta naukovciv "Upravlinnja proektamy: innovacii', ne linijnist', synergetyka". Odes'ka derzhavna akademija budivnyctva ta arhitektury*. 12–13 Devember 2014. Vol. 2. 102–105. Print. 4. Denisova, A. E. "Osobennosti raboty teplovogo nasosa v kompleksnoj al'ternativnoj sisteme teplosnabzhenija." *Jekotehnologii i resursosberezenie* 1 (2001): 6–8. Print. 5. Hanrih, G., H. Najork and V. Nestler. *Teplonasosnye ustanovki dlja otoplenija i gorjachego vodosnabzhenija*. Moscow : Strojizdat, 1985. Print. 6. Bezrodnyj, M. K., and N. O. Prytula. "Pro optymal'nu robotu TN v nyz'kotemperaturnyh systemah opalennja z vykorystannjam teploty zovnishn'ogo povitrtja." *Tehnichna teplofizyka ta promyslova teploenergetyka : zb. nauk. prac'*. No 3. Dnipropetrovsk : Nova ideologija, 2011. 26–33. ISSN 2077-1134. Print. 7. Bezrodnyj, M. K., and N. O. Prytula. "Optymal'na robotu teplovogo nasosa v nyz'kotemperaturnyh systemah opalennja z vykorystannjam teploty g'runtu." *Naukovi visti NTUU "KPI"* 1 (2012): 1–6. ISSN 1810-0546. Print.

Поступила (received) 03.01.2015

УДК 621.165

В. Н. ГОЛОЩАПОВ, канд. техн. наук, с.н.с.; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;

О. В. КОТУЛЬСКАЯ, инженер ИПМаш НАН України, Харків;

Т. Н. ПАРАМОНОВА, инженер ИПМаш НАН України, Харків

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В ЗАЗОРЕ МЕЖДУ ОБОДОМ ДИАФРАГМЫ И КОРПУСОМ ТУРБИНЫ

В работе приведена методика определения граничных условий на поверхностях зазоров между внутренним корпусом и ободом диафрагмы, апробированная при расчете температуры и коэффициентов теплоотдачи для указанных элементов в четвертой ступени ЦВД паровой турбины К-325-23,5 ОАО «Турбоатом» на режиме номинальной мощности. Выбор областей определения граничных условий в зазорах проведен с учетом термических сопротивлений пограничных слоев.

Ключевые слова: турбина, обод диафрагмы, проточная часть, граничные условия, термическое сопротивление.

Введение

Обеспечение надежной работы турбин, проектируемых на высокие начальные параметры пара [1], требует детальной оценки термонапряженного состояния высокотемпературных узлов и деталей, для определения которого необходимо задать граничные условия теплообмена на каждой из поверхностей этих элементов.

К настоящему времени выполнены значительные экспериментальные и численные исследования частично обобщенные в [2], в которых предложены методические подходы к определению граничных условий на поверхностях элементов проточной части, омываемых паром, и критериальные уравнения для их определения. Однако, имеется ряд поверхностей на корпусных элементах, для которых такая информация отсутствует. Это поверхности выточек для обойм во внутреннем и наружном корпусах ЦВД и ЦСД паровых турбин большой мощности.

Целью работы – разработка подхода к определению граничных условий в зазорах между внутренним корпусом и ободом диафрагмы.

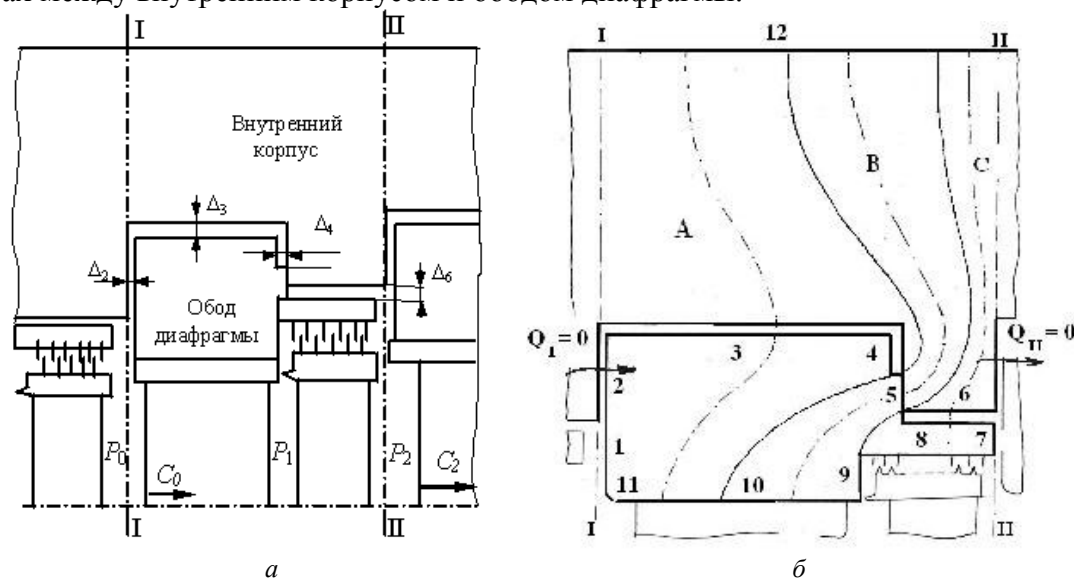


Рис. 1 – Установка диафрагмы в корпусе турбины: а – схема; б – распределение тепловых потоков в ней

© В.Н. Голощاپов, О.В. Котульская, Т.Н. Парамонова, 2015

Распределение тепловых потоков в системе «обод диафрагмы-корпус»

На рис. 1 сечениями *I-I* и *II-II* выделен исследуемый фрагмент цилиндра турбины. Поверхности, через которые проходит тепловой поток, обозначены цифрами от 1 до 12. В сечениях *I-I* и *II-II* тепловой поток в осевом направлении принят равным нулю. Пар, проходящий через проточную часть ступени, нагревает поверхности лопаток, обода и бандажа рабочих лопаток.

Тепловой поток из проточной части через поверхности 1, 10, 11 движется к наружной поверхности корпуса 12. Основное количество тепла к поверхностям обода диафрагмы 10 и 11 подводится от направляющей лопатки и от торцевой поверхности межлопаточного канала. На поверхности 1 тепловой поток формирует паровая струя, поступающая из надбандажного уплотнения предыдущей ступени. Движение пара в щелях, сформированных поверхностями обода диафрагмы и корпуса с номерами 2, 3 и 4, в номинальном режиме работы турбины отсутствует. Максимальный тепловой поток от обода диафрагмы к корпусу поступает через контактную поверхность 5. Тепловой поток, поступающий к наружной поверхности надбандажного уплотнения проходит через козырек, зазор Δ_6 , заполненный паром, внутренний корпус между областью *B* и сечением *II-II* и поступает в паровой поток, омывающий в межкорпусном пространстве наружную поверхность 12 внутреннего корпуса.

Анализ движения теплового потока в ободе диафрагмы и внутреннем корпусе позволяет выделить три области: область *A* – от торцевой поверхности каналов направляющего аппарата к наружной поверхности внутреннего корпуса через зазоры между ободом диафрагмы и корпуса, область *B* – от торцевой поверхности обода диафрагмы через контактную поверхность 5 к наружной поверхности внутреннего корпуса и область *C* – от внутренней поверхности надбандажного уплотнения через козырек и зазор к корпусу.

Приняв такое распределение тепла в системе «обод диафрагмы – корпус» и имея граничные условия на поверхностях 10 и 12 (температуры пара $T_{10}^{пар}$ и $T_{12}^{пар}$ и коэффициенты теплоотдачи α_{10} и α_{12} , рассчитанные по критериальным зависимостям, приведенным в [2]), необходимо определить граничные условия на остальных поверхностях с учетом их геометрических характеристик.

Модель теплового потока

Удельный тепловой поток, проходящий через рассматриваемую область при стационарном тепловом состоянии, может быть описан зависимостью

$$q_i = \frac{\Delta T^{пар}}{\sum_{i=1}^n R_i},$$

где $\Delta T^{пар} = T_{10}^{пар} - T_{12}^{пар}$ – температурный перепад в системе «обод диафрагмы-корпус», определяемый по температуре пара; R_i – термическое сопротивление элемента области *A*, *B* или *C*, которое включает сопротивление тепловых пограничных слоев и твердых элементов.

Аналогично методу теплогидроанalogии для области с переменной площадью поперечного сечения, термическое сопротивление отдельных элементов областей *A*, *B* и *C* можно трактовать как гидравлическое сопротивление при движении потенциального потока жидкости в канале переменного поперечного сечения (рис. 2). При этом разность температур $\Delta T^{пар}$ является аналогом перепада давления ΔP , тепловой поток Q – аналогом объемного расхода жидкости, а удельный тепловой поток q – аналогом скорости потока жидкости. Термические сопротивления условного канала,

моделирующего области *A*, *B* или *C*, будут аналогами гидравлических местных сопротивлений и сопротивлений трения, зависящих от длины канала.

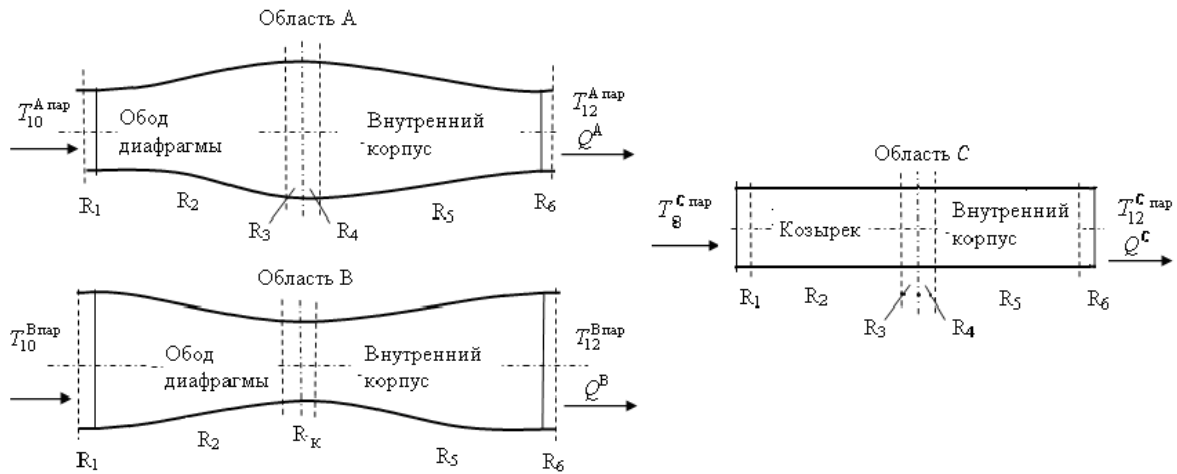


Рис. 2 – Схема аналогов для определения характеристик теплового потока в областях *A*, *B*, *C*

Термические сопротивления, приведенные для каждой из областей на рис. 2, сведены в таблицу 1.

Таблица 1.

Термические сопротивления элементов установки диафрагмы в корпусе

Область	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
R_1	$1/\alpha_{10}$	$1/\alpha_{10}$	$1/\alpha_8$
R_2	$l_{об}/\lambda_{об}$	$l_{об}/\lambda_{об}$	$l_{коз}/\lambda_{коз}$
R_3	$\Delta_3/2\lambda_3^{пар}$	–	$\Delta_6/2\lambda_6^{пар}$
R_4	$\Delta_4/2\lambda_4^{пар}$	–	$\Delta_6/2\lambda_6^{пар}$
R_5	$l_{корп}/\lambda_{корп}$	$l_{корп}/\lambda_{корп}$	$l_c/\lambda_{корп}$
R_6	$1/\alpha_{12}$	$1/\alpha_{12}$	$1/\alpha_{12}$
R_k	–	$1/2\alpha_5$	–

В таблице приняты следующие обозначения: α_i – коэффициент теплоотдачи (КТО) на *i*-ой поверхности, λ_i – теплопроводность элемента, *l* – длина линий тока в рассматриваемом *i*-ом твердом элементе, Δ – размер зазоров, заполненных паром. Форма записи термических сопротивлений для зазоров принята в предположении, что конвекция в них не возникает.

Тепловой поток, проходящий через область *B* системы «обод диафрагмы-корпус», отличается от теплового потока, проходящего через область *A*, большей интенсивностью, вызванной наличием низкого термического сопротивления R_k в месте контакта обода (поверхность 5), который прижимается к поверхности выточки во внутреннем корпусе со значительным усилием, создаваемым разностью давления на ободе диафрагмы. Термическое сопротивление в месте контакта обода и корпуса (контактное термическое сопротивление) относится к двум контактирующим поверхностям – обод и диафрагма, т.е. $\alpha_5 = \alpha_5^{об} + \alpha_5^{корп}$. За характеристический размер принимается половина толщины контактного слоя.

Тепловой поток с поверхности 9 целесообразно отнести к области B.

Тепловым потоком с поверхности 7 козырька (из-за отсутствия движения пара в зазоре) можно пренебречь. Коэффициент теплоотдачи α_8 приведен к наружной поверхности надбандажного уплотнения. Теплопроводность материала козырька принимается при температуре пара в зазоре $T_6^{\text{пар}}$.

Результаты определения граничных условий на поверхностях паровых зазоров

Предложенная методика была апробирована при определении граничных условий на поверхностях зазоров между ободом диафрагмы и внутренним корпусом четвертой ступени ЦВД паровой турбины К-325-23,5 ОАО «Турбоатом» на режиме номинальной мощности.

Имея геометрические размеры указанных элементов, рассчитывались площади поверхностей и осредненные длины линии тока теплового потока в ободе диафрагмы и внутреннем корпусе. Из теплового расчета проточной части турбины определялись средние значения температуры, давления и удельного объема в интересующих областях.

Граничные условия в системе «обод диафрагмы-корпус», определенные по зависимостям приведенным в [2], сведены в табл. 2.

Таблица 2.

Параметры пара и коэффициенты теплоотдачи на поверхностях, омываемых паром

Номер поверхности	1	8	9	10	11	12
Давление P_i , МПа	14,80	13,13	13,27	14,04	14,80	6,49
Температура T_i , °С	467	447	447	456	465	344
Коэффициент теплоотдачи α_i , Вт/(м ² ·К)	2738	5493	1707	9331	5562	382

Граничные условия на поверхностях обода диафрагмы 2, 3, 4 и 6 определены согласно приведенной методики. Граничные условия на поверхности 5 отнесены к каждой из опорных поверхностей как $\alpha_5 = \alpha_k/2$ при условии одинаковой шероховатости поверхности.

Изменения температур в ободе диафрагмы в областях A и B, а также козырьке в области C в этом случае определяются из равенства удельных тепловых потоков для каждой области как

$$\Delta T_{об}^j = \Delta T^{\text{пар}} \cdot \frac{\sum R_{об}}{\sum R^j}, \quad \Delta T_{коз}^j = \Delta T^{\text{пар}} \cdot \frac{\sum R_{коз}}{\sum R^j},$$

где $\Delta T^{\text{пар}}$ – разность температур пара возле поверхности 12 и поверхностями 8-10 в проточной части; $\sum R^j$ – сумма термических сопротивлений в областях A, B, C.

Тогда значения температур пара в каждой области будет равно

$$T_3^{\text{ср}} = T_{10}^{\text{пар}} - \Delta T_{об}^A, \quad T_5 = T_{10}^{\text{пар}} - \Delta T_{об}^B, \quad T_6^{\text{ср}} = T_8^{\text{пар}} - \Delta T_{коз}^C,$$

где $T_8^{\text{пар}}$, $T_{10}^{\text{пар}}$ – температура пара возле поверхностей 8 и 10; $T_3^{\text{ср}}$, $T_6^{\text{ср}}$ – средняя температура в зазорах у поверхностей 3 и 6; T_5 – температура контактной поверхности 5.

При определении КТО на поверхностях, создающих паровой зазор, рассчитана температура на средней линии зазоров, для чего определен температурный напор в

зазорах и на контактной поверхности $\Delta T_{06}^A = 51,6$ °С, $\Delta T_{06}^B = 26,1$ °С, $\Delta T_6^{cp} = 50,6$ °С, откуда $T_3^{cp} = 402,4$ °С, $T_5 = 427,9$ °С, $T_6^{cp} = 396,4$ °С.

Тепловой поток через обод диафрагмы и корпус определяется для областей *A*, *B*, *C* с учетом баланса тепла на поверхности *12* внутреннего корпуса, для которой $\alpha_{12} = \text{const}$ и $T_{12} = \text{const}$ путем последовательных приближений. По полученным значениям температур определены значения КТО на поверхностях, формирующих паровые зазоры, которые представлены в табл. 3.

На поверхности 5 термическая проводимость контактного соединения обода диафрагмы 4-й ступени и внутрененного корпуса, рассчитанная по температуре T_5 в соответствии с [3], для рассматриваемого режима работы турбины равна 12540 Вт/(м²·К).

Таблица 3.

Параметры пара и коэффициенты теплоотдачи на поверхностях, формирующих паровые зазоры

Номер поверхности	2	3	4	5	6
Давление <i>P</i> , МПа	14,80	14,80	14,80	–	12,48
Температура <i>T</i> , °С	467	402,4	402,4	427,9	396,4
Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м ² ·К)	42,7	42,7	42,78	6605	39,8

Выводы

Разработан методологический подход к определению граничных условий в узких зазорах между ободом диафрагмы и корпусом, которые заполнены неподвижным паром высоких параметров. Контрольный расчет граничных условий на поверхностях зазоров и контактной поверхности опоры диафрагмы и корпуса позволил определить как коэффициенты теплоотдачи, так и температуру пара в среднем сечении зазора, которые могут быть использованы в качестве исходных данных для расчетов термонапряженного состояния элементов проточной части.

Список литературы: 1. Діагностика, надійність, ресурс парових турбін [Текст] / О. Л. Шубенко, В. П. Сухінін, Т. М. Фурсова, О. Ю. Бояршинов. – Харків : Оперативна поліграфія, 2014. – 152 с. – ISBN 978-966-8354-17-5. 2. Теплообмен в элементах конструкций паровых турбин [Текст] / Ю. М. Мацевитый, С. В. Алехина, В. Н. Голощанов, О. В. Котульская ; под ред. академика НАН Украины Ю. М. Мацевитого. – Харьков: Институт проблем машиностроения, 2012. – 287 с. – ISBN 978-966-02-6322-2. 3. Шлыков, Ю. П. Контактное термическое сопротивление [Текст] / Ю. П. Шлыков, Е. А. Ганин, С. Н. Царевский. – М. : Энергия, 1977. – 328 с.

Bsbliography (transliterated): 1. Shubenko, O. L., et al. *Diagnosis, reliability, resource steam turbines*. Kharkiv : Operativna poligrafija, 2014. ISBN 978-966-8354-17-5. Print. 2. Matsevit, Yu. M., et al. *Heat transfer in structural elements of steam turbines*. Kharkov : Institute for Mechanical Engineering Problems, 2012. ISBN 978-966-02-6322-2. Print. 3. Shlikov, Yu. P., E. A. Ganin and S. N. Tsarevskiy. *Contact thermal resistance*. Moscow : Energiya, 1977. Print.

Поступила (received) 10.02.2015

УДК 621.311.25

А. В. ЕФИМОВ, д-р техн. наук, проф.; проф. НТУ «ХПИ»;
Т. В. ПОТАНИНА, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
Д. И. КУХТИН, аспирант НТУ «ХПИ»;
В. Л. КАВЕРЦЕВ, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
Т. А. ГАРКУША, н.с. НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ МЕТОДОВ И МОДЕЛЕЙ ОПТИМАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК МЕЖДУ ЭНЕРГОГЕНЕРИРУЮЩИМИ ОБЪЕКТАМИ

Рассмотрены методы и модели оптимального распределения нагрузок между энергогенерирующими объектами. Указаны достоинства и недостатки этих методов и моделей. Показана необходимость совершенствования методов и моделей оптимизации распределения нагрузок между энергогенерирующими объектами, что делает актуальными разработки и усовершенствование математического и алгоритмического обеспечения, находящегося в распоряжении автоматизированных систем управления технологическими процессами энергоблоков АЭС и ТЭС.

Ключевые слова: оптимизация, математическая модель, метод, распределение нагрузок.

Введение

На современном этапе развития энергетики вопрос распределения нагрузок в энергосистеме, между энергоблоками электростанций, а также непосредственно между энергогенерирующими единицами оборудования и систем энергоблоков приобрел особую актуальность. Оптимизация режимов работы электростанций представляет собой достаточно сложную задачу, которая зависит от большого количества факторов и заключается в поиске экстремального значения определенного критерия (либо множества критериев) при соблюдении заданных ограничений. В зависимости от внешних объективных и субъективных факторов выбор критерия оптимизации для различных электростанций и энергосистем оказывается весьма неоднозначным. Известно, что в стратегию развития ядерной и тепловой энергетики в разных странах мира закладывается планирование не только базовых режимов работы энергоблоков АЭС и ТЭС, но и возможность работы энергоблоков в режиме регулирования суточного графика энергопотребления в энергетических системах. Например, благодаря внедрению высокотехнологических автоматических систем регулирования мощности строящиеся АЭС с реакторами III поколения не только в значительной мере приспособлены к покрытию суточных изменений мощности в энергосистеме, но также имеют возможность регулировать частоту в энергосистеме. Системы регуляции и безопасности АЭС III поколения *Westinghouse AP1000* с реактором *PWR* (аналог ВВЭР) с обеспечением всех критериев вероятностного анализа безопасности (ВАБ), в том числе, частоты повреждения активной зоны реактора (ЧПАЗ) и частоты граничного аварийного выброса радиоактивных веществ (ЧГАВ) позволяют:

- работать в диапазоне нагрузок (15–100) % от номинальной мощности со скоростью изменения нагрузки 10 % в минуту;
- набирать мощность со скоростью 5 % в минуту в диапазоне (15–100) % от номинальной мощности, т.е. максимальная скорость прироста мощности достигает 10 %;
- осуществлять сброс мощности с уровня 100 % до 50 % в течении двух часов и удерживать мощность на уровне 50 % в течение от двух до десяти часов;

© А.В. Ефимов, Т.В. Потанина, Д.И. Кухтин, В.Л. Каверцев, Т.А. Гаркуша, 2015

– возобновлять набор мощности до уровня 100 % в течение двух часов и регулировать частоту энергосистем со скоростью 2 % в минуту [1]. Подобную характеристику имеет также реактор III поколения *EPR1600*, автоматическая система которого позволяет регулировать мощность в диапазоне (20–100) % от номинальной мощности. Это делает актуальными разработки и усовершенствование математического и алгоритмического обеспечения, которое находится в распоряжении автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУ ТП) энергоблоков АЭС и ТЭС, с целью автоматизации процесса управления распределением электрических нагрузок между энергоблоками с учетом их функционального состояния.

Анализ литературных источников и основная часть

Для решения задачи оптимального распределения нагрузок в энергосистеме, между энергоблоками, между энергогенерирующим оборудованием электростанций разными авторами использовались различные методологические подходы. Рассмотрим их краткое содержание и используемые в них методы.

В ходе планирования основных производственных показателей, включая оптимизацию распределения нагрузки между электростанциями энергосистемы, часто используются варианты расчетов, представляющие собой однофакторные вычислительные эксперименты. Однако, непосредственное применение этой методики не позволяет оценить ожидаемые значения интегральных технико-экономических показателей эффективности работы энергогенерирующих объектов при существующей неопределенности в значениях целой системы определяющих параметров. Поэтому авторами работы [2] предлагается использование аппарата интервальной математики для формализации подобных вариантов расчетов. Задача оптимального распределения нагрузок представлена в этой работе как задача поиска экстремума (минимума или максимума), а построенная модель удельного расхода условного топлива на производство энергии позволяет свести задачу оптимизации к задаче линейного программирования по вектору нагрузок.

Одной из задач оперативного управления энергосистемой в установившихся режимах является периодическое корректирование мощности агрегатов электростанций в соответствии с величиной отклонения текущего значения нагрузки от ее прогнозного значения на каждый час суток [3]. Сложность предсказания величины этого отклонения, а также существенные отличия в приросте затрат на выработку мощности на каждой электростанции при отклонениях нагрузки системы на 1 МВт, затрудняют применение известных методов оптимального распределения нагрузки при оперативном распределении. Учитывая, что задача оперативной оптимизации режимов работы энергосистемы является многомерной, нелинейной и дискретной, для ее решения наиболее подходит применение эвристических алгоритмов. Наиболее известными из них являются генетические алгоритмы, которые получили широкое применение.

В настоящее время для выполнения работ по оптимизации структуры и нагрузок энергогенерирующего оборудования энергосистем за рубежом также разработан целый ряд компьютерных программных продуктов, таких как *MESSAGE* и *WASP* [4]. Однако эти программы не всегда могут учесть ряд специфических особенностей функционирования энергогенерирующего оборудования энергосистемы Украины. Так, при оптимизации структуры и нагрузок энергосистемы приведенные выше программы оптимизируют только электроснабжение потребителей, не учитывая (*WASP*) или учитывая приближенно (*MESSAGE*) график теплофикационной нагрузки.

Задача распределения электрической и тепловой нагрузки между несколькими

енергоблоками электростанций в работе [2] формулируется как многокритериальная задача статической оптимизации, включающая подзадачу оптимизации режимных параметров энергоблоков станции. При этом подразумевается, что решение, получаемое при оптимизации комплекса режимных параметров, является основой для решения задачи о распределении нагрузок. В качестве критериев оптимизации в этом случае выбраны критерии оптимальности по расходу топлива, надежности и экологическим показателям. В первых двух критериях расходные характеристики и характеристики надежности энергоблоков являются функциями режима работы всей станции, электрической и тепловой мощности отдельных энергоблоков, а также комплекса их режимных параметров, зависящих, в свою очередь, от нагрузок энергоблоков и, в общем случае, требующих определения оптимальных значений. Экологические показатели являются функциями режима работы всей станции, а также электрической и тепловой мощности отдельных энергоблоков. В качестве ограничений рассматриваются допустимые пределы нагрузок для каждого энергоблока с точки зрения надежности работы и требуемая энергосистемой суммарная мощность всей станции. Далее составляется функция цели как сумма полученных характеристик. Задача по определению ее экстремума в данной работе решается классическим методом динамического программирования [5, 6], который представляет собой достаточно точный метод расчета оптимальных нагрузок энергоблока.

Метод динамического программирования предпочтительнее, чем методы прямого поиска вариантов, из-за большего быстродействия и значительно меньшего требуемого объема вычислительного ресурса. Основным недостатком метода динамического программирования является необходимость многократного перераспределения нагрузок между энергоблоками при изменении их суммарной мощности в пределах рабочего диапазона [7]. В реальных условиях эксплуатации нагрузка и разгрузка энергоблоков ТЭС сопровождается дополнительными затратами топлива, обусловленными в основном неоптимальностью процесса горения в топке котлов, а также повышенными значениями коэффициентов избытка воздуха по тракту котлов в переходных режимах работы. Для устранения необоснованных перегрузок энергоблоков в целевую (минимизируемую) функцию в виде суммарного расхода топлива на энергоблоки может быть введена поправка, учитывающая потери топлива от изменения нагрузок энергоблоков. То есть, если перегрузка энергоблоков нецелесообразна с точки зрения экономии топлива с учетом его дополнительных потерь во время переходных режимов, энергоблоки должны нагружаться последовательно.

Задача распределения электрической и теплофикационной нагрузки между энергоблоками АЭС имеет свои особенности в связи с отсутствием поперечных связей между энергоблоками в условиях нормальной эксплуатации. Она должна решаться с учетом ограничений минимальной и максимальной электрической нагрузки энергоблоков и, что особенно важно, с учетом изменчивости эксплуатационных характеристик в период эксплуатации [1, 8].

Для решения этой задачи в качестве исходных данных необходимы требуемая энергосистемой суммарная электрическая мощность АЭС ($N_{ст}$), задаваемая графиком нагрузок; ограничения минимума и максимума нагрузок каждого энергоблока, связанные с надежностью и безопасностью режимов работы и эксплуатационными факторами, $N_{j\min} \leq N_j \leq N_{j\max}$ $j = 1, \dots, z$; (z – количество энергоблоков) интегральные эксплуатационные характеристики по каждому энергоблоку [8]. В качестве критерия оптимизации целевой функции выступает минимум удельного расхода теплоты на выработку электрической и тепловой энергии энергоблоками, который находится

методом неопределенных множителей Лагранжа.

Результаты расчетов оптимального распределения нагрузки между энергоблоками АЭС позволяют определить расходы свежего пара на турбины и соответствующие им мощности N_j^* , обеспечивающие минимальный удельный расход теплоты на выработку АЭС заданного количества электрической и тепловой энергий. В качестве примера использования описанного метода в [8] получено оптимальное распределение нагрузки между четырьмя энергоблоками предполагаемой АЭС, оснащенной турбоустановками типа К-1000-60/1500 с различным функциональным состоянием однотипного турбинного оборудования с учетом сезонных условий эксплуатации.

Эта же задача оптимального распределения электрических и теплофикационных нагрузок между энергоблоками АЭС как задача нелинейного программирования с линейными ограничениями и сепарабельной целевой функцией может также решаться методом проекции градиента Розена [1, 9, 10], позволяющим решить эту задачу в том случае, когда множество допустимых решений не совпадает со всем возможным пространством решений. В этом случае, для вогнутой целевой функции теорема Куна-Таккера обеспечивает глобальный минимум в точке оптимального решения задачи. А для выпуклой целевой функции решением будет только лишь локальный экстремум, но его значение в конкретной точке будет меньше по сравнению с тем, что определяется при применении эвристических методов оптимального распределения нагрузки между энергоблоками АЭС [8]. Данный метод [1, 9, 10] является итерационным методом оптимизации, использование которого, как составной части имитационного программного комплекса для АСУ ТП энергоблоков АЭС позволяет решать задачи оптимального распределения нагрузок между энергоблоками и значительно сократить количество итераций в процессе их решения.

Интересен подход с использованием методики математического моделирования и оптимизации режимов работы энергоблоков с учетом того, что параметры применяемых моделей известны с точностью до интервала [11]. При этом подходе на основе статистического регрессионного анализа данных, полученных при натурных испытаниях энергоблоков, создается модель, и используются доверительные интервалы для всех коэффициентов регрессионных полиномов, которые описывают значения генерируемой мощности на различных режимах работы энергоблоков.

Также, с практической точки зрения, интересен двухэтапный метод оптимального распределения нагрузок между энергоблоками по особым, так называемым, реперным точкам [12], который состоит на первом этапе в нанесении на эксплуатационные характеристики энергоблоков точек предоткрытия регулирующих клапанов турбоагрегатов, точек изменений скоростей работы двигателей механизмов собственных нужд и т. п. На втором этапе нагрузка между энергоблоками распределяется согласно наименьшим расходам топлива в особых точках эксплуатационных характеристик энергоблоков. При распределении нагрузок этим методом один энергоблок с наихудшей экономичностью имеет промежуточную нагрузку, обеспечивающую баланс мощности энергосистемы, а все остальные работают с максимальными (минимальными) электрическими нагрузками.

Хорошо, с практической точки зрения, зарекомендовал себя подход, совмещающий методы перебора вариантов и метод относительных приростов расхода топлива [13–15] для оптимизации распределения электрической, теплофикационной и производственной (на собственные нужды) нагрузок между турбоагрегатами, которые разбиваются на три группы. Если рассматривать распределение нагрузки только между этими тремя группами (в предположении, что в группах объекты идентичны) по трем

основным параметрам, то метод перебора всех вариантов предпочтительней метода относительных приростов расхода топлива. Это связано с необходимостью в случае применения метода относительных приростов расхода топлива разбиения оптимизационной задачи на отдельные части, хотя, когда в работе находятся все турбоагрегаты, скорость оптимизации становится примерно равной. При использовании метода выбора вариантов автором рассматривались математические модели эксплуатационных характеристик диаграмм режимов работы турбоагрегатов. Данный метод позволяет распределять все три вида нагрузки между достаточно большим количеством энергогенерирующих объектов. Метод относительных приростов расходов топлива более динамичен по сравнению с методом перебора вариантов, так как позволяет работать не только с математическими моделями эксплуатационных характеристик диаграмм режимов работы турбоагрегатов, но и с математическими моделями самих энергогенерирующих объектов. Автор работ [13–15] делает вывод, что лучшим вариантом использования этих методов при поставленной задаче оптимизации является их комбинирование. Вначале целесообразно проводить распределение методом перебора всех вариантов, выбирая тот, который лучше всего подходит для предварительного распределения нагрузки, а затем воспользоваться методом относительных приростов расходов топлива. Первым методом распределяется нагрузка между группами, а вторым – в группах между турбоагрегатами. Целью оптимизации распределения заданных суммарных электрических нагрузок между работающими турбоагрегатами является расчет таких нагрузок каждого из них, при которых суммарный расход топлива на них минимален. Традиционным критерием данного распределения считается очередность загрузки турбоагрегатов по величине относительных приростов расхода топлива: в первую очередь нагружают турбоагрегаты с наименьшими относительными приростами расходов топлива и далее – по мере их увеличения. Для выпуклых участков эксплуатационных характеристик диаграмм режимов работы помимо относительных приростов расхода топлива b_i по каждому работающему турбоагрегату определяются их конечные приросты b_{ki} как отношение полного прироста расхода топлива к соответствующему изменению нагрузки энергоблока. В процессе оптимизации с помощью метода неопределенных множителей Лагранжа сравниваются относительные приросты расхода топлива b_i и конечные приросты b_{ki} . Выбираются минимальные величины из этих приростов. Как уже отмечалось, нагружается в первую очередь турбоагрегат с наименьшими значениями указанных приростов. При этом, если конечный прирост меньше относительного прироста ($b_{ki} < b_i$), определяется искомый вид нагрузки энергоблока N_{ki} , при достижении которой конечный прирост становится больше либо равен относительному приросту расхода топлива. Однако, при этом необходимо отметить, что реальные эксплуатационные характеристики диаграмм режимов работы турбоагрегатов можно считать выпуклыми только с определенными допущениями, которые «сглаживают» эксплуатационные характеристики, ухудшая их точность. Использование «сглаженных» эксплуатационных характеристик при оптимизации по методу оптимального прироста расходов топлива уменьшает реальную экономию топлива. Так «неучет» при обработке («сглаживании») эксплуатационных характеристик изменений потерь топлива из-за дросселирования пара в регулирующих клапанах паровых турбин дает снижение экономии топлива при оптимизации распределения электрических нагрузок между энергоблоками на (0,1–0,2) % абсолютных. Данные методы нашли достаточно широкое распространение в практике эксплуатации турбоагрегатов электростанций благодаря своей относительной простоте, а также отсутствию необходимости перераспределения нагрузок между

турбоагрегатами по мере роста их суммарных нагрузок.

В работе [16] рассматривается итерационный метод выбора оптимальных параметров оборудования ТЭС и решения внутростанционной задачи оптимального распределения нагрузки между энергогенерирующими мощностями. Данный метод предусматривает использование на первой итерации распределения нагрузки нормативных эксплуатационных характеристик отдельных энергоблоков в виде зависимости расхода теплоты или топлива от значений электрической мощности, полученных при номинальных начальных и конечных параметрах пара [16]. Затем осуществляется поиск оптимальных начальных и конечных параметров пара в реальных условиях работы каждого энергоблока, с учетом которых на следующей итерации проводятся коррекции характеристик и повторное оптимальное распределение нагрузки. Итерационный процесс продолжается до получения достаточно близких решений между двумя последующими итерациями.

Необходимо отметить подходы, в которых форма нечеткого описания факторов неопределенности данных базируется на методах теории нечетких множеств [17]. Так, в работе [18] предложено использование элементов нечетко-интервальной математики с целью трансформации частотных распределений в нечеткие интервалы данных, характеризующих работу энергогенерирующих объектов, с минимальной потерей информации. Реализация такого подхода была осуществлена при поиске оптимальных режимов работы котельных установок энергоблоков с целью максимизации их КПД, но в силу своей общности, по утверждению авторов, метод может применяться и в других задачах оптимизации режимов работы энергетического оборудования.

Выводы. Из проведенного анализа видно, что методы и модели, применяемые для решения задачи распределения нагрузок в энергосистеме, между энергоблоками станций и между энергетическим оборудованием электростанций, достаточно разнородны. Их построение и выбор непосредственно связаны с существующими типами оборудования энергоблоков тепловых и атомных электростанций и подходами к планированию управления нагрузками, что делает необходимым разработку новых и совершенствование существующих математических методов, моделей и программных средств, которые позволят повысить качество процессов управления нагрузкой энергоблоков во время эксплуатации.

Список литературы: 1. The Westinghouse AP1000 Advanced Nuclear Plant [Электронный ресурс] // Westinghouse Electric Co., LLC. – 27 р. – Режим доступа: <http://www.apcnean.org.ar/arch/3e139fc91ebe2e675db2194460badc7c.pdf>. – Заглавие с экрана. – 12.01.2015. 2. Арончик Г. И. Математическое моделирование и оптимизация технико-экономических показателей региональной энергосистемы в условиях нечеткости исходной информации [Текст] / Г. И. Арончик, В. П. Балгер, Б. З. Чертков // Вестник Самарского государственного технического университета (Серия физико-математические науки). – 2002. – № 16. – С. 149–154. 3. Глуз И. С. Проблемы оптимального управления режимом работы электростанций и энергосистемы в целом в условиях ФОРЭМ [Текст] / И. С. Глуз, В. М. Летун, М. А. Меленцов, Н. А. Сызганов, Т. В. Волкова, М. Н. Спирин, А. В. Дыскин // Сб. докл. Всерос. науч.-техн. конф. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2001. – С. 26–28. 4. Long-Range Energy Alternatives Planning System. User Guide [Text] / Stockholm Environmental Institute. – Boston Center, USA, 2006. – 264 р. 5. Вентцель Е. С. Элементы динамического программирования [Текст] / Е. С. Вентцель. – М. Наука, 1964. – 176 с. 6. Калихман И. Л. Динамическое программирование в примерах и задачах [Текст] / И. Л. Калихман, М. А. Войтенко. – М. Высш. шк., 1979. – 215 с. 7. Аракелян Э. К. Влияние переменных нагрузок на экономичность работы газомазутных энергоблоков 150 и 200 МВт [Текст] / Э. К. Аракелян, А. А. Мадоян, В. Б. Паймухин // Электрические станции. – 1981. – № 6. – С. 24–27. 8. Палагин, А. А. Моделирование функционального состояния и диагностика турбоустановок [Текст] / А. А. Палагин, А. В. Ефимов, Е. Д. Меньшикова. – Киев : Наук. думка, 1991. – 192 с. 9. Потанина, Т. В. Применение метода проекции градиента для решения задачи оптимального распределения нагрузок между энергоблоками АЭС [Текст] / А. В. Ефимов, Т. В. Потанина, И. С. Белов, Т. А. Гаркуша //

Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – № 1. – С. 89–96.

10. Совершенствование и оптимизация моделей, процессов, конструкций и режимов работы энергетического оборудования АЭС, ТЭС и отопительных котельных [Текст] / под ред. А. В. Ефимова. – Харьков: Изд-во «Підручник НТУ «ХПІ», 2013. – 376 с. – На рус. яз. – ISBN 978-9662426-84-7.

11. Севастьянов, П. В. Моделирование и оптимизация работы энергоагрегатов при интервальной неопределенности [Текст] / П. В. Севастьянов, А. В. Венберг // Энергетика: Изв. вузов и энергетических объединений СНГ. – 1998. – № 3. – С. 66–70.

12. Методы оптимизации режимов энергосистемы [Текст] / В. М. Горнштейн [и др.]; под ред. В. М. Горнштейна. – М. : Энергоиздат, 1981. – 336 с.

13. Аминов, Р. З. Градиентный метод распределения нагрузок на ТЭЦ [Текст] / Р. З. Аминов. – Саратов : СПИ, 1982. – 59 с.

14. Аминов, Р. З. Определения вектора-градиента при распределении нагрузок в структурно-сложной ТЭЦ (I часть) [Текст] / Р. З. Аминов // Изв. ВУЗов. Энергетика. – 1990. – № 4. – С. 65–70.

15. Аминов, Р. З. Определения вектора-градиента при распределении нагрузок в структурно-сложной ТЭЦ (II часть) [Текст] / Р. З. Аминов // Изв. ВУЗов. Энергетика. – 1990. – № 5. – С. 67–70.

16. Аракелян, Э. К. Методика выбора оптимальных параметров и режимов работы оборудования энергоблоков на частичных нагрузках [Текст] / Э. К. Аракелян // Теплоэнергетика. – 2002. – № 4. – С. 57–60.

17. Uager, R. A foundation for theory of possibility [Text] / R. Uager // J. Of Cybernetics. – 1980. – Vol. 10, № 1–3. – P. 177–209.

18. Севастьянов, П. В. Оптимизация технико-экономических параметров работы энергоагрегатов при нечетких исходных данных [Текст] / П. В. Севастьянов, А. В. Венберг // Энергетика : Изв. вузов и энергетических объединений СНГ. – 2000. – № 1. – С. 62–69.

Bibliography (translited):

1. "The Westinghouse AP1000 Advanced Nuclear Plant." *Copyright* © 2003, Westinghouse Electric Co., LLC. Web 12 January 2015 <<http://www.apcnean.org.ar/arch/3e139fc91ebe2e675db2194460badc7c.pdf>>.

2. Aronchik, G. I., V. P. Balter and B. Z. Chertkov. "Matematicheskoe modelirovanie i optimizacija tehniko-jekonomicheskikh pokazatelej regional'noj jenergosistemy v uslovijah nechetkosti ishodnoj informacii." *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (Serija fiziko-matematicheskie nauki)*. No 16. 2002. 149–154. Print.

3. Gluz, I. S., et al. "Problemy optimal'nogo upravlenija rezhimom raboty jelektrostancij i jenergosistemy v celom v uslovijah FORJeM." *Sb. dokl. Vseros. nauch.-tehn. konf.* Ekaterinburg : UGTU-UIPI, 2001. 26–28. Print.

4. Stockholm Environmental Institute. *Long-Range Energy Alternatives Planning System*. User Guide. Boston Center, USA, 2006. Print.

5. Ventcel', E. S. *Jelementy dinamicheskogo programmirovaniya*. Moscow : Nauka, 1964. Print.

6. Kalihman, I. L., and M. A. Vojtenko. *Dinamicheskoe programmirovanie v primerah i zadachah*. Moscow : Vyssh. shk., 1979. Print.

7. Arakeljan, Je. K., A. A. Madojan and V. B. Pajmuhin. "Vlijanie peremennyh nagruzok na jekonomichnost' raboty gazomazutnyh jenergoblokov 150 i 200 MVt." *Jelekticheskie stancii* 6 (1981): 24–27. Print.

8. Palagin, A. A., A. V. Efimov and E. D. Men'shikova. *Modelirovanie funkcional'nogo sostojaniya i diagnostika turbostanovok*. Kiev : Nauk. dumka, 1991. Print.

9. Potanina, T. V., et al. "Primenenie metoda proekcii gradienta dlja reshenija zadachi optimal'nogo raspredelenija nagruzok mezhdju jenergoblokami AJeS." *Integrovani tehnologii ta energozberezhennja*. No 1. Kharkiv : NTU "HPI", 2008. 89–96. Print.

10. *Sovershenstvovanie i optimizacija modelej, processov, konstrukcij i rezhimov raboty jenergeticheskogo oborudovaniya AJeS, TJeS i otopitel'nyh kotel'nyh*. Ed A. V. Efimova. Kharkov : Izd-vo "Pidruchnik NTU "HPI", 2013. ISBN 978-9662426-84-7. Print.

11. Sevast'janov, P. V., and A. V. Venberg. "Modelirovanie i optimizacija raboty jenergoagregatov pri interval'noj neopredelennosti." *Jenergetika : Izv. vuzov i jenergeticheskikh ob#edinenij SNG* 3 (1998): 66–70. Print.

12. Gornshitejn, V. M., et al. *Metody optimizacii rezhimov jenergosistemy*. Ed. V. M. Gornshitejna. Moscow : Jenergoizdat, 1981. Print.

13. Aminov, R. Z. *Gradientnyj metod raspredelenija nagruzok na TJeC*. Saratov : SPI, 1982. Print.

14. Aminov, R. Z. "Opredelenija vektora-gradienta pri raspredelenii nagruzok v strukturno-slozhnoj TJeC (I chast')." *Izv. VUZov. Jenergetika* 4 (1990): 65–70. Print.

15. Aminov, R. Z. "Opredelenija vektora-gradienta pri raspredelenii nagruzok v strukturno-slozhnoj TJeC (II chast')." *Izv. VUZov. Jenergetika* 5 (1990): 67–70. Print.

16. Arakeljan, Je. K. "Metodika vybora optimal'nyh parametrov i rezhimov raboty oborudovaniya jenergoblokov na chastichnyh nagruzkah." *Teplojenergetika* 4 (2002): 57–60. Print.

17. Uager, R. "A foundation for theory of possibility." *J. Of Subernetics* 10.1–3 (1980): 177–209. Print.

18. Sevast'janov, P. V., and A. V. Venberg. "Optimizacija tehniko-jekonomicheskikh parametrov raboty jenergoagregatov pri nechetkih ishodnyh dannyh." *Jenergetika : Izv. vuzov i jenergeticheskikh ob#edinenij SNG* 1 (2000): 62–69.

Поступила (received) 22.01.2015

УДК 669.162.231

А. В. КОШЕЛЬНИК, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
Д. В. ЛАВИНСКИЙ, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
Е. В. ХАВИН, канд. техн. наук; н.с. НТУ «ХПИ»;
В. Г. ПАВЛОВА, канд. техн. наук; н.с. НТУ «ХПИ»;
Е. П. ГОРДИЕНКО, ст. преподаватель НТУ «ХПИ»

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ СИСТЕМ ЭНЕРГО- И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ

Представлена математическая модель для расчета процессов теплообмена в теплоаккумулирующих элементах регенеративных теплообменников систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов. Модель позволяет получить расчетные данные о параметрах работы регенераторов, температурном состоянии насадки, изменении параметров теплоносителей. Полученные данные могут быть использованы для выбора конструктивных и режимных параметров регенераторов как при реконструкции действующих, так и при проектировании новых систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов.

Ключевые слова: регенеративный теплообменник, теплотехнологический агрегат, математическое моделирование.

Введение

Промышленные комплексы и системы, которые реализуют высокотемпературные теплотехнологические процессы, формируют техническую базу многих энергоемких производств в черной металлургии, коксохимической и стекольной промышленности. Выпуск значительной части продукции в этих отраслях осуществляется с повышенными удельными затратами энергоресурсов и характеризуется интенсивным загрязнением окружающей среды. В этих условиях энергосбережения представляет собой важное направление государственной политики Украины.

Основу высокотемпературных теплотехнологических комплексов по производству чугуна, кокса и стеклоизделий составляют плавильные и нагревательные топливные печи, в которых используется природный газ или искусственное газообразное топливо. Для сокращения потерь теплоты с отходящими дымовыми газами и повышения экономичности работы печей здесь используются регенеративные теплообменники с неподвижной огнеупорной насадкой [1–3]. Системы регенерации теплоты высокотемпературных печей имеют различные схемные решения (рис. 1). На рисунке приняты следующие обозначения: t_{r1} , t_{r2} – температуры дымовых газов после печи и теплообменника; $t_{хв}$ – температура холодного воздуха; $t_{гв}$ – температура горячего воздуха; $t_{тм}$ – температура технологических материалов; $t_{тп}$ – температура технологического продукта; $t_{топ}$ – температура топлива. Однако наличие схожих рабочих процессов, приблизительно одинаковый температурный уровень теплоносителей, позволяет применить общий подход к моделированию работы теплообменных аппаратов данного типа с целью повышения эффективности их работы.

Анализ основных достижений и литературы

Большинство работ, посвященных расчету регенеративных теплообменников, выполнено на основе ряда допущений, которые давали возможность обеспечить

© А.В. Кошельник, Д.В. Лавинский, Е.В. Хавин, В.Г. Павлова, Е.П. Гордиенко, 2015

реализацию алгоритмов для расчета температур в регенераторах с большей или меньшей точностью [4, 5]. При этом не учитывалась переменность теплофизических свойств, значения коэффициентов теплоотдачи конвекцией и излучением принимались постоянными во времени, что не позволяло определять динамику изменения температур по высоте насадки регенератора. В то же время в регенераторах значения коэффициентов теплоотдачи насадки и газов значительно меняются как во времени, так и по высоте насадки, что существенно влияет на характер температурных кривых и определяет нелинейность тепловых процессов.

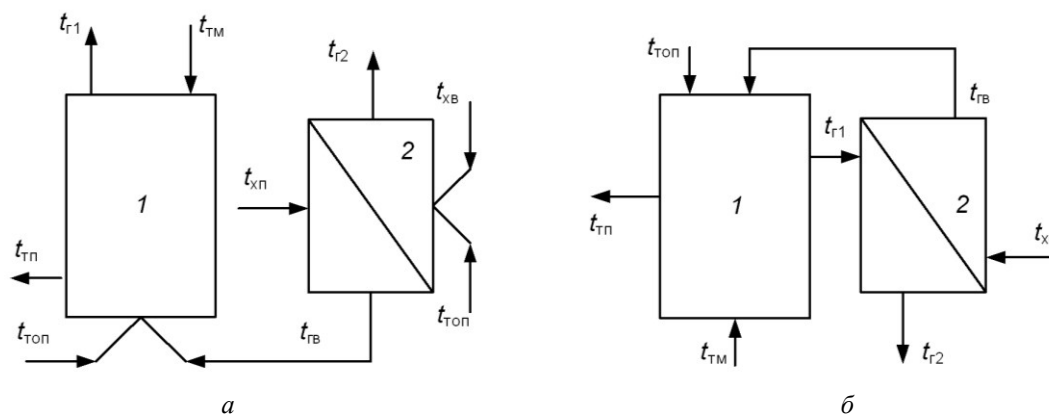


Рис. 1 – Укрупненные тепловые схемы: *а* – доменного производства; *б* – стекольного производств; 1 – высокотемпературная теплотехнологическая установка; 2 – регенеративный теплообменник

Появление мощной современной компьютерной техники оказало значительное влияние на возможность реализации методов расчета с учетом большего числа факторов, которые в значительной степени определяют условия и характер протекания процессов в регенеративной насадке. Поэтому при проведении расчетов регенеративных воздухонагревателей появилась возможность создания универсальных моделей, точность которых достаточна для решения широкого круга технических задач.

Цель исследования, постановка задачи

Цель исследования заключается в разработке усовершенствованной математической модели регенеративных теплообменников систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов для исследования протекающих в них тепловых процессов.

Использование методов математического моделирования является одним из наиболее эффективных способов для снижения затрат на разработку новых и модернизацию уже работающих агрегатов. Для численного решения задачи теплообмена в регенеративных теплообменниках предлагается использовать алгоритм, основанный на методе элементарных тепловых балансов, являющийся частным случаем конечно-разностного метода [6]. Использование данного метода позволяет миновать в расчетах необходимость решения дифференциальных уравнений 2-го порядка, которые значительно усложняют задачу. Использование феноменологических соотношений для дискретных участков исследуемого тела сводит задачу о нахождении потенциала в узлах сетки к численному решению дифференциальных уравнений 1-го порядка Фурье и Ньютона.

Разработка математической модели регенеративных теплообменных аппаратов

Модель составлена из отдельных взаимосвязанных блоков, отражающих конструктивные и эксплуатационные параметры регенератора и реальные процессы, происходящие в нем.

Определение температурного состояния насадки при циклически изменяющихся режимах нагрева-охлаждения связано с необходимостью решения нелинейной задачи теплопроводности в системе «газ-насадка-воздух». Количество тепла, вводимое в элементарный объём при теплообмене с греющей средой, будет равно изменению внутренней энергии насадки в данном объёме. Связь между распределением температур по высоте насадки и величинами теплового потока определялась с использованием уравнений Ньютона-Рихмана и Фурье. При этом делалось предположение, что теплофизические свойства в элементарном объёме сосредоточены в одной точке, а тепловые потоки, проходящие через грани соседних элементов, пропорциональны градиентам температур между рассматриваемыми узлами. Для определения температуры расчетного элемента насадки составлялся энергобаланс последовательно для всех n участков, начиная с первого до последнего, для каждого момента времени j с шагом по времени Δt в виде

$$\sum_{i=1}^n Q_{i,j}^k = G_i C_{\text{нас}} [t_{i,j+1}^I - t_{i,j}^I], \quad (1)$$

где $C_{\text{нас}}$ – теплоемкость насадки, кДж/(кг·К); $t_{i,j+1}^I, t_{i,j}^I$ – температура элемента насадки первой камеры в последующий и текущий момент времени.

В левой части уравнения представлена сумма тепловых потоков $Q_{i,j}^k$ через торцевые S_{τ} и боковые S_{δ} поверхности элемента для j -го момента времени. Правая часть уравнения представляет собой изменение теплосодержания насадки.

Решая уравнения теплового баланса, составим алгоритм расчета распределения температуры по высоте насадки в последующий момент времени:

– для торцевых элементов

$$t_{i,j+1}^I = t_{i,j}^I + \frac{\alpha_{i,j} S_{\tau}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}}} [\vartheta_{i,j}^I - t_{i,j}^I] + \frac{\alpha_{i,j} S_{\delta}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}}} [\vartheta_{i,j}^I - t_{i,j}^I] + \frac{\lambda_{\text{нас}} S_{\tau}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}} \Delta x_1} [t_{i,j}^I - t_{i+1,j}^I]; \quad (2)$$

– для элементов в середине массива

$$t_{i,j+1}^I = t_{i,j}^I + \frac{\lambda_{\text{нас}} S_{\tau}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}} \Delta x_1} [\vartheta_{i,j}^I - t_{i,j}^I] - \frac{\alpha_{i,j} S_{\delta}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}}} [\vartheta_{i,j}^I - t_{i,j}^I] - \frac{\lambda_{\text{нас}} S_{\tau}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}} \Delta x_1} [t_{i-1,j}^I - t_{i+1,j}^I], \quad (3)$$

где $\vartheta_{i,j}^I$ – температура теплоносителя; $\lambda_{\text{нас}}$ – коэффициент теплопроводности насадки.

В уравнениях (2) и (3) каждое слагаемое представляет собой тепловой поток через верхний торец элемента насадки, боковые поверхности и через нижнюю торцевую поверхность расчетного элемента насадки.

Коэффициенты теплоотдачи α_{ij} определялись по методике, подробно изложенной в работе [7, 8]. Для учета влияния изменения температуры газов и

поверхности насадки непосредственно после смены режима работы регенераторов в расчетах был использован приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр}$ путем введения в формулу дополнительного коэффициента. Он может быть определен в зависимости от значения комплекса

$$R = \frac{b^2}{2a} \left(\frac{1}{\tau_r} + \frac{1}{\tau_b} \right), \quad (4)$$

где b – толщина стенки элемента насадки; a – коэффициент температуропроводности насадки; τ_b, τ_r – длительность газового и воздушного периодов работы теплообменника.

Тогда формула для расчета имеет следующий вид:

– при значении $R < 10$

$$\alpha_{пр} = (\alpha_k + \alpha_l) / [1 + \text{Bi} (1/6 - 1/180 \cdot R)]; \quad (5)$$

– при значении $R > 10$

$$\alpha_{пр} = (\alpha_k + \alpha_l) / \left[1 + \text{Bi} \left(\frac{0,357}{\sqrt{0,3 - R}} \right) \right], \quad (6)$$

где α_{Σ} – суммарный коэффициент лучистого α_l и конвективного α_k теплообмена; Bi – число Био.

Также при расчете коэффициентов лучистого теплообмена предусмотрена возможность учета запыленности газового потока частицами компонентов исходного сырья с использованием методики, представленной в [7].

Для определения температуры дымовых газов в первой камере теплообменника в период охлаждения ϑ_{ij}^r и температуры воздуха в период нагрева ϑ_{ij}^b составлялись следующие уравнения баланса тепла между теплоносителем и изменением теплосодержания элемента насадки:

$$G_i C_{\text{нас}} [t_{ij}^I - t_{ij-1}^I] = V_j^r C_{r_i} [\vartheta_{ij}^r - \vartheta_{i+1,j}^r] \Delta\tau, \quad (7)$$

$$G_i C_{\text{нас}} [t_{ij}^I - t_{ij-1}^I] = V_j^b C_{b_i} [\vartheta_{ij}^b - \vartheta_{i-1,j}^b] \Delta\tau. \quad (8)$$

С учетом формул (7) и (8) температуру дымовых газов на участке $(i + 1)$ можно определить как

$$\vartheta_{i+1,j}^r = \vartheta_{ij}^r - \frac{G_i C_{\text{нас}}}{V_j^r C_{r_i} \Delta\tau} [t_{ij}^I - t_{i,j-1}^I], \quad (9)$$

а для нагреваемого воздуха

$$\vartheta_{i-1,j}^b = \vartheta_{ij}^b + \frac{G_i C_{\text{нас}}}{V_j^b C_{b_i} \Delta\tau} [t_{i,j-1}^I - t_{ij}^I]. \quad (10)$$

Сходимость решения задачи проверяется путем сравнения разности количества аккумулированного насадкой тепла в текущем и в предыдущем циклах. Проверка выхода регенератора на квазистационарный режим определяется условием

$$\Delta Q = G_i C (t_{i,j+1} - t_{i,j}). \quad (11)$$

При невыполнении этого условия расчёт начинается сначала и продолжается до совпадения заданной и полученной при расчете погрешностей.

Геометрические особенности рассматриваемого объекта позволяют свести задачу к плоской (двумерной постановке). Решение нелинейной нестационарной задачи теплопроводности в этом случае может быть сведено к поиску минимума функционала

$$I = \iint_s \left\{ \frac{\lambda}{2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] + \rho c \frac{\partial T}{\partial t} T \right\} dS + \frac{1}{2} \int_{L_\alpha} \alpha [T - 2T_\infty] T dL, \quad (12)$$

где T_∞ – температура внешней среды на границе L_α конвективного теплообмена.

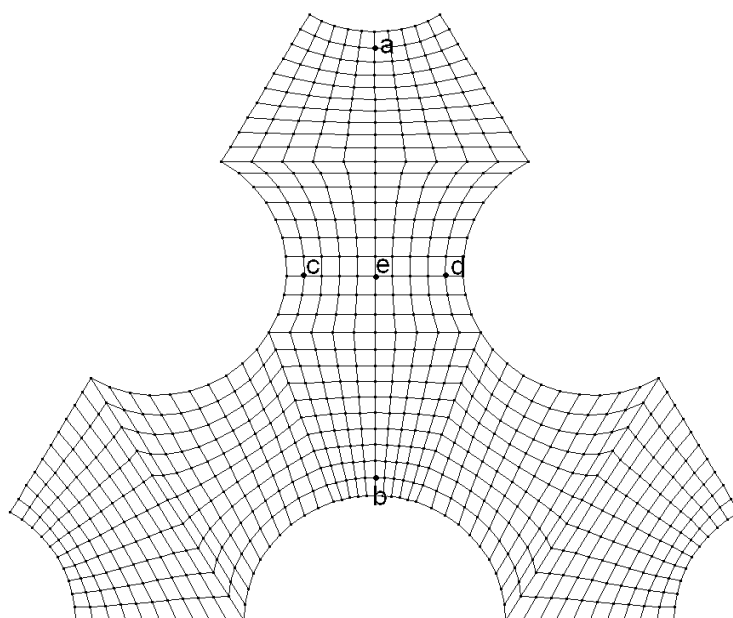


Рис. 2 – Расчетный элемент насадки доменного воздуходувателя

В качестве базового конечного элемента использован изопараметрический четырехузловой плоский элемент с билинейной аппроксимацией температуры внутри элемента (рис. 2). В местной системе координат конечный элемент имеет вид единичного квадрата, центр которого совмещен с началом координат.

Закон распределения температуры $T(\eta, \zeta)$ внутри конечного элемента в принятых ограничениях имеет вид

$$T(\eta, \zeta) = c_1 + c_2 \eta + c_3 \zeta + c_4 \eta \zeta. \quad (13)$$

Узловые температуры определяют непрерывные перемещения и температуру по всей области конечного элемента. Вдоль границ конечных элементов температура изменяется по линейному закону и полностью определяется значениями узловых компонент, принадлежащих этим граням. При этом производная от температуры по нормали к границе элемента является величиной постоянной, что обеспечивает

выполнение условий идеального теплового контакта между элементами.

Применяя традиционную для метода конечных элементов процедуру варьирования по независимым искомым параметрам, получим систему алгебраических уравнений относительно узловых температур $\{T\}$ в стандартном виде $[\Lambda]\{T\}=\{T_\alpha\}$. Система решается на каждом временном шаге. Решение во времени осуществляется с помощью следующей неявной схемы

$$\frac{\partial T}{\partial t}(t + \Delta t) = [T(t + \Delta t) - T(t)] \frac{2}{\Delta t} - \frac{\partial T}{\partial t}(t). \quad (14)$$

В случае зависимости свойств материала от температуры применяется стандартная схема, когда значение на каждом последующем шаге зависит от температуры текущего. Если подобрать достаточно мелкий шаг по времени, то учет зависимости свойств материала от температуры не требует дополнительных итераций.

Результаты математического моделирования процессов теплообмена в регенеративном теплообменнике

Результаты расчетов характера изменения температур элемента в его узловых точках приведено на рис. 3. Наибольшая разность в значениях температуры элементов в точках e и a, b, c, d наблюдается в начальный период времени. Максимальное расхождение зафиксировано в диапазоне 100–200 с, дальше эта разность температур уменьшается и практически исчезает через 600 с после начала нагревания элемента насадки. Таким образом, использование в одномерной модели поправочного коэффициента, рассчитанного по формулам (5) и (6), который учитывает неравномерность распределения температур по толщине элемента в начальный период его нагревания или охлаждения, будет достаточным и не приведет к значительному уменьшению точности расчетов.

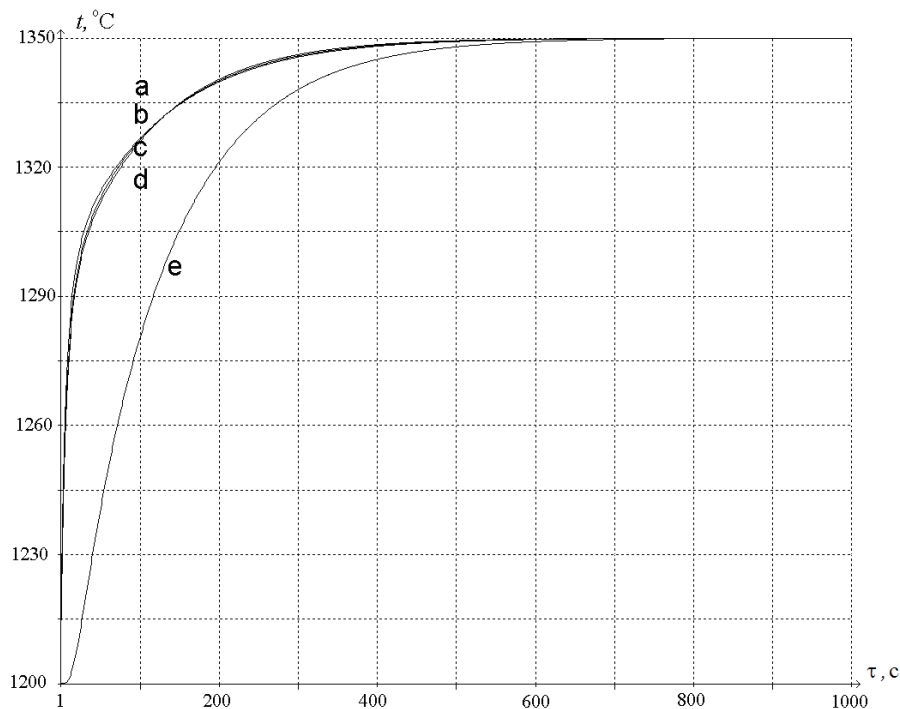


Рис. 3 – Зависимость изменения температуры в узловых точках элемента насадки во времени

На базе представленной модели была разработана программа для расчетов тепловых процессов в теплообменниках доменных, стекловаренных и коксовых печей. В табл. 1 приведены результаты расчетов работы доменного воздухонагревателя для следующих условий: температура воздуха на входе в регенератор – 65 °С, температура дымовых газов под куполом – 1325 °С; длительность периода нагрева – 1,83 ч.; охлаждения – 1,0 ч.; расход смеси топлива (доменный газ – 90 %, коксовый газ – 10 %) – 33802,82 м³/ч., воздуха горения – 40685,07 м³/ч.

Таблица 1.

Распределение по высоте теплоаккумулирующих элементов температуры дымовых газов и насадки в конце периода нагрева

Высота насадки, м	Температура, °С	
	дымовые газы	насадка
0	1325	1325
3,2	1309	1316
6,4	1245	1261
9,6	1161	1180
12,8	1060	1089
16,0	941	972
19,2	819	854
22,4	708	737
25,6	593	631
28,8	459	505
32,0	369	401

Как видно из табл. 1, с помощью созданной модели возможно получить данные относительно изменения параметров горячего и холодного теплоносителей во времени в любом элементе насадки теплообменника. Кроме этого, также возможен расчет температур самих теплоаккумулирующих элементов, что имеет важное значение для выбора материалов насадки теплообменника с целью обеспечения его длительной и эффективной работы. Модель обеспечивает получение информации о параметрах работы регенератора, температурном состоянии насадки, изменении параметров теплоносителей в цикле нагрев-охлаждение. Созданная математическая модель позволяет моделировать работу многокамерных регенеративных теплообменников, которые используются со стекловаренными печами большой производительности. Для этого в программу должны быть добавлены соответствующие расчетные блоки, обеспечивающие расчет процессов в каждой камере регенератора. Кроме этого, предусмотрен также расчет запыленных газовых потоков, что влияет на интенсивность теплообмена излучением в газовый период работы регенераторов.

Выводы

Таким образом, была разработана математическая модель теплообмена в насадке регенераторов систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов на основе метода элементарных тепловых балансов с учетом изменения интенсивности теплообмена, теплофизических характеристик дымовых газов, воздух и насадки от температуры. Реализация этой модели в созданном вычислительном комплексе с использованием модульной компоновки позволяет выполнять теплотехнические расчеты регенеративных теплообменников с неподвижной насадкой, которые являются составной частью высокотемпературных

установок разных областей промышленности. Полученные данные могут использоваться для определения оптимальных конструктивных и режимных параметров регенераторов как при реконструкции действующих, так и при проектировании новых высокотемпературных теплотехнологических комплексов, а также при проведении оптимизационных расчетов теплотехнического оборудования при использовании любых огнеупорных материалов и типов насадок.

Список литературы: 1. *Троянкин, Ю. В.* Проектирование и эксплуатация высокотемпературных установок [Текст] / Ю. В. Троянкин. – М. : Изд-во МЭИ, 2002. – 324 с. 2. *Brunklaus, J. H.* Industrieofen. Bau und Betrieb [Text] / J. H. Brunklaus, F. J. Stepanek. – Essen : Vulkan-Verlag, 1994. – 800 p. 3. *Гресс, Л. П.* Теплообменники доменных печей: монография [Текст] / Л. П. Гресс. – Днепропетровск : Пороги, 2012. – 491 с. 4. *Шкляр, Ф. Р.* Доменные воздухонагреватели (конструкция, теория, режимы работы) [Текст] / Ф. Р. Шкляр, В. М. Малкин, С. П. Каштанова. – М. : Metallurgija, 1982. – 176 с. 5. *Гресс, Л. П.* Энергосбережение при нагреве доменного дутья [Текст] / Л. П. Гресс. – Днепропетровск : Пороги, 2004. – 209 с. 6. *Алемасов, В. Е.* Математическое моделирование высокотемпературных процессов в энергосиловых установках [Текст] / В. Е. Алемасов, А. Ф. Дрекалин, В. Г. Крюков, В. И. Наумов. – М. : Наука, 1989. – 256 с. 7. *Кошельник, О. В.* Особливості розрахунків процесів складного теплообміну в регенеративних теплообмінниках з нерухомою вогнетривкою насадкою нагрівальних і плавильних печей [Текст] / О. В. Кошельник // Промышленная теплотехника. – Т. 30, № 3. – 2008. – С. 33–40. 8. *Кошельник, О. В.* Моделювання теплообмінних процесів в регенеративних теплообмінниках нагрівальних печей коксохімічного виробництва [Текст] / О. В. Кошельник // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 86–91. 9. *Товажнянский, Л. Л.* Интегрированные энергосберегающие теплотехнологии в стекольном производстве: монография [Текст] / Л. Л. Товажнянский, В. М. Кошельник, В. В. Соловей, А. В. Кошельник. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – 628 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Trojankin, Ju. V.* *Proektirovanie i jekspluacija vysokotemperaturnyh ustanovok.* Moscow : Izd-vo MEI, 2002. Print. 2. *Brunklaus, J. H., and F. J. Stepanek.* *Industrieofen. Bau und Betrieb.* Essen : Vulkan-Verlag, 1994. Print. 3. *Gress, L. P.* *Teploobmenniki domennyh pechej: monografija.* Dnepropetrovsk : Porogi, 2012. Print. 4. *Shkljar, F. R., V. M. Malkin and S. P. Kashtanova.* *Domennye vozduhonagrevateli (konstrukcija, teorija, rezhimy raboty).* Moscow : Metallurgija, 1982. Print. 5. *Gress, L. P.* *Jenergoberezhenie pri nagreve domennogo dut'ja.* Dnepropetrovsk : Porogi, 2004. Print. 6. *Alemasov, V. E., et al.* *Matematicheskoe modelirovanie vysokotemperaturnyh processov v jenergosilovyh ustanovkah.* Moscow : Nauka, 1989. Print. 7. *Koshelnik, A. V.* "Osoblivosti rozrahunkiv procesiv skladnogo teploobminu v regenerativnih teploobminnikah z neruhomoju vognetrivkoju nasadkoju nagrival'nih i plavil'nih pechej." *Promyshlennaja teplotehnika.* No. 3. 2008. 33–40. Print. 8. *Koshelnik, O. V.* "Modeljuvannja teploobminnih procesiv v regenerativnih teploobminnikah nagrival'nih pechej koksohimichnogo virobnictva." *Promyshlennaja teplotehnika.* No. 4. 2009. 86–91. Print. 9. *Tovazhnjanskij, L. L., et al.* *Integrirovannye jenergoberegajushhie teplotehnologii v stekol'nom proizvodstve.* Kharkiv : NTU «KhPI», 2008. Print.

Поступила (received) 03.02.2015

УДК 621.44.533.697

Ю. П. КУХТИН, канд. техн. наук; вед. інженер ГП «Івченко-Прогресс»,
Запоріжжє;
Г. І. СЛЫНЬКО, д-р техн. наук; проф. ЗНТУ, Запоріжжє

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЯВЛЕНИЯ СЕПАРАЦИИ ПОЛНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ В ПОТОКАХ СЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

Приведены результаты численного исследования и анализа разделения полной температуры, возникающего в энергетически изолированных потоках сжимаемой жидкости. Численными исследованиями показано, что данное явление присуще также и потокам невязкой идеальной жидкости при наличии вращательного движения ее частиц. По результатам анализа уравнений законов сохранения идеального газа в цилиндрической системе координат, а также результатам численного моделирования, сделаны выводы о причинах перераспределения полной температуры.

Ключевые слова: сепарация полной температуры, сжимаемая жидкость.

Введение

При рассмотрении движения вязкой жидкости с неравномерным распределением скорости в потоке, неизменность полной энтальпии в общем случае не является интегралом уравнения энергии для всей массы жидкости, так как в потоке образуется местное перераспределение энергии [1]. Таким образом, в потоках жидкости, отличных от одномерных, возможно перераспределение полной температуры.

Анализ основных достижений и литературы

В 1943 году Экерт и Вайз [2] обнаружили, что осредненная по времени полная температура в следе за круговым цилиндром уменьшается как минимум на 20 К в сравнении с полной температурой набегающего потока. Позднее Райан также подтвердил это экспериментально и предположил, что феномен может быть обусловлен вихреобразованием [3]. Было предложено множество теорий объяснения эффекта Экерта-Вайза. По теории основанной на уравнении энергии и уравнении для потенциала свободных вихрей дефицит полной температуры располагается между двумя рядами вихрей и пропорционален частоте отрыва вихрей и циркуляции.

Теория сепарации энергии, предложенная Куросакой [4] основана на уравнении энергии в форме $C_p \frac{dT^*}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial t}$. По этой теории, рассматриваемой в лагранжевой системе координат, частицы жидкости, движущиеся вокруг ядра конвективного вихря, образующегося за цилиндром, в своем движении пересекают нестационарное поле давления. В зависимости от направления пересечения этого поля возникает положительный или отрицательный градиент полной температуры.

Неравномерное распределение поля полной температуры наблюдается и в следе за турбинными лопатками с толстой выходной кромкой [5].

Явление падения полной температуры за телом с толстой задней кромкой, возникающее при обтекании его потоком сжимаемой жидкости, имеет одну природу с явлением сепарации полной температуры, которое ярко присутствует в интересном техническом устройстве, называемом вихревой трубкой Ранке-Хилша. Еще в начале XX века французский инженер Ж. Ранке запатентовал устройство, названное им «вихревой трубкой», в котором осуществил разделение потока сжатого воздуха на два

© Ю.П. Кухтин, Г.И. Слынько, 2015

потока – холодный и горячий. В 1946 году немецкий физик Р. Хилш опубликовал работу об экспериментальных исследованиях вихревой трубки, в которых дал рекомендации для конструирования таких устройств.

Еще в 1937 году советский ученый К. Страхович, не зная об опытах Ранке, в курсах лекций по прикладной газодинамике теоретически доказывал, что во вращающихся потоках газа должны возникать неоднородности полной температуры. При обзоре доступной в публикациях информации можно отметить следующие объяснения физического процесса сепарации, происходящего в вихревой трубке.

В работе [6] было показано, что для невязких течений большая температурная разница может быть результатом нестационарности потока. В стационарном, осесимметричном, турбулентном, завихренном течении без внешнего подвода тепла и действия внешних сил изменение полной температуры может происходить в результате работы сдвиговых напряжений и турбулентного переноса тепла, считают авторы работы [7]. Существует также объяснения на основе Максвелловского закона случайного распределения молекул по скоростям.

Цель исследования

Целью данного исследования является численный анализ и определение физических факторов, приводящих к сепарации полной температуры в вихревых потоках сжимаемой жидкости.

Объект исследований

В качестве объекта для исследований был выбран цилиндрический канал, образованный двумя поверхностями вращения с радиусами $R1$ и $R2$ и длиной L (см. рис. 1). На выходе канал заканчивается конфузорным участком с радиусом

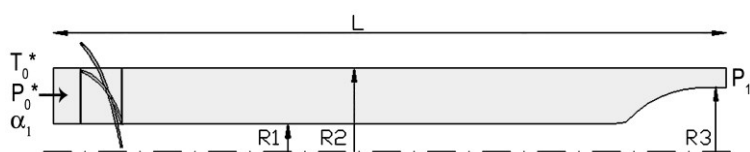


Рис. 1 – Геометрия расчётной области

внутренней поверхности $R3$. На входе установлен лопаточный сопловой аппарат, состоящий из 6 лопаток, с постоянным по высоте углом выхода потока $\alpha_1 = 25^\circ$ (рис. 2а).

Математическая модель и численный метод

Для моделирования течения газа в приведенной выше геометрической области численно решались осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса (*RANS*) записанные в приближении тонкого слоя для цилиндрической системы координат [8]. При расчёте вязких турбулентных течений основные уравнения замыкались стандартной $k-\epsilon$ моделью турбулентности Лаундера-Сполдинга. Граничные условия на твердой стенке для кинетической энергии турбулентности (ТКЕ) и скорости диссипации ТКЕ определялись с помощью пристеночной функции.

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

При выполнении расчётов использовалась сетка типа H содержащая 70000 ячеек с минимальным безразмерным расстоянием до стенки $y^+ > 10$ (рис. 2).

Результаты исследования и их обсуждение

В рассматриваемой геометрической области были проведены расчёты течения невязкого идеального газа и турбулентного течения вязкого газа. Отношение полного

давления на входе к статическому давлению на выходе P_0^*/P_1 соответствовало безразмерной адиабатической скорости $M_{ад} = 0,9$. Полная температура потока на входе $T_0^* = 290$ К. Число Рейнольдса, посчитанное по параметрам на выходе и длине расчётной области, составляло $Re = 4,5 \cdot 10^4$.

Ниже представлены поля распределения полной температуры с одним интервалом шкалы температуры. Распределение в меридиональной плоскости для невязкого (а) и вязкого (б) течения газа изображено на рисунке 3. Увеличенные фрагменты распределения T^* и векторов скорости потока на участке за сопловым аппаратом показаны на рисунке 4.

Картину изменения анализируемого параметра по потоку можно получить из визуализации его распределения по сечениям на 20 %, 50 % и 80 % длины расчётной области (см. рис. 5, 6).

На диаграммах ниже (рис. 6) показано распределение в радиальном направлении осредненной по окружности T^* . Разность между максимальным и минимальным значением параметра изменяется по контрольным сечениям следующим образом:

- невязкий расчёт сеч. 1 – 25.8°, сеч. 2 – 24.3°, сеч. 3 – 23.2°;
- вязкий расчёт сеч. 1 – 20.5°, сеч. 2 – 21.7°, сеч. 3 – 23.1°.

Перепад температуры, который в сечении 1 различен для невязкого и вязкого течений, в сечении 3 достигает одного и того же значения.

Как видно из представленных результатов (рис. 6), разделение полной температуры происходит практически одинаково в невязком и вязком потоке газа. Это наталкивает на мысль, что физическая вязкость и турбулентные вихреобразования не являются основным фактором, вызывающим явление сепарации полной температуры или энтальпии газа. Поэтому дальнейшие рассуждения будем строить на основе анализа невязкого течения термодинамически идеального газа.

Для наглядности рассуждений запишем основные уравнения законов сохранения для невязкого газа в цилиндрической системе координат в неконсервативной форме:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\rho}{dt} + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right) = -\frac{\rho v}{r}; \\ \frac{du}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = 0; \\ \frac{dv}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{w^2}{r}; \\ \frac{dw}{dt} + \frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \varphi} = -\frac{vw}{r}; \\ \frac{di^*}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial t}. \end{array} \right. \quad (1)$$

где ρ – плотность; P – давление; u, v, w – компоненты скорости по осям x, r, φ соответственно; $i^* = C_p T^*$ – полная энтальпия; $C_p = \text{const}$ – удельная теплоёмкость при постоянном давлении; t – время.

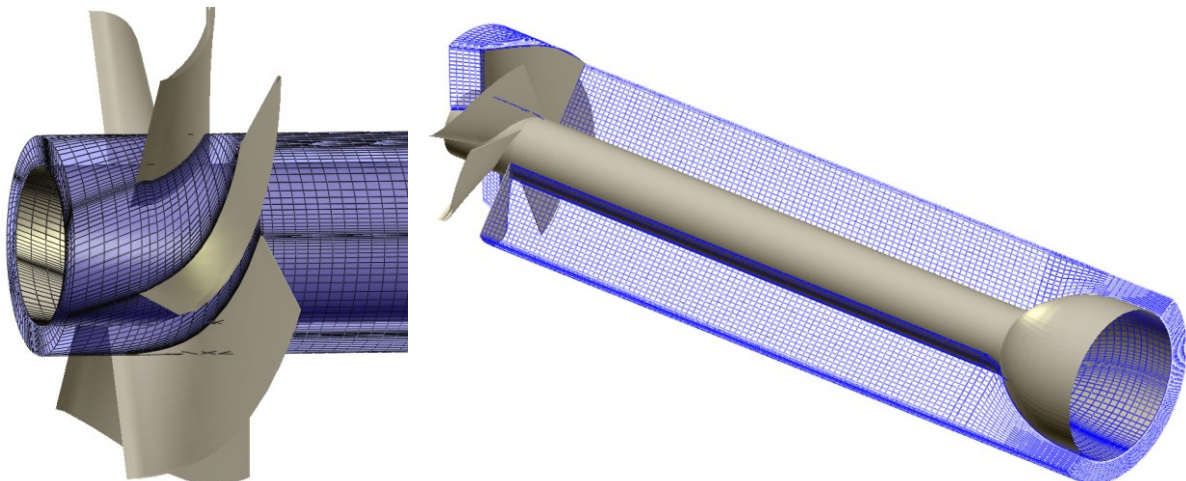


Рис. 2 – Расчётная сетка: *a* – в сопловом аппарате; *б* – во всей области

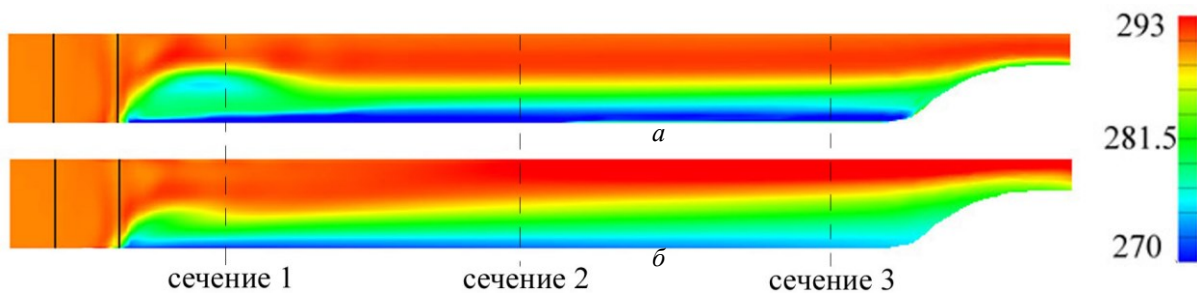


Рис. 3 – Поля полной температуры для турбулентного течения газа в меридиональной плоскости: *a* – невязкого; *б* – вязкого

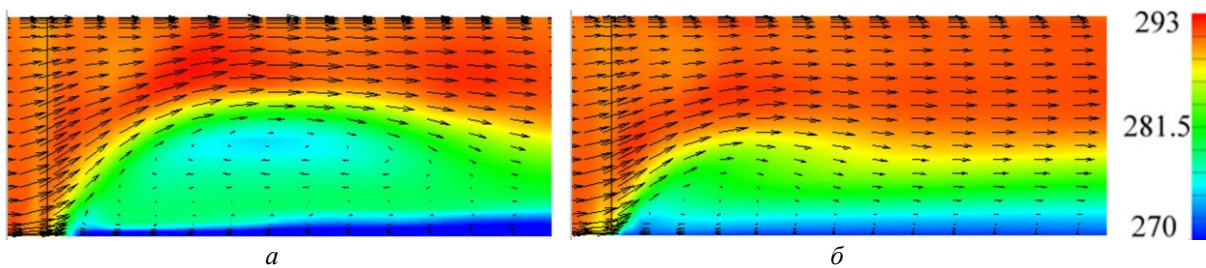


Рис. 4 – Фрагменты полей полной температуры и векторов скорости для турбулентного течения газа в меридиональной плоскости: *a* – невязкого; *б* – вязкого

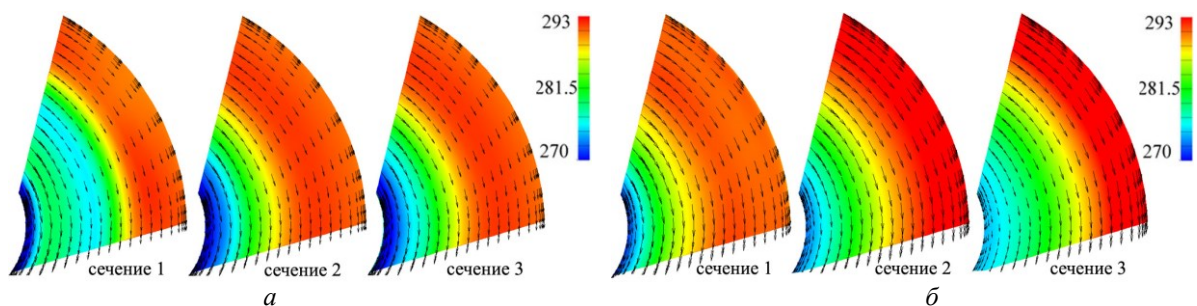


Рис. 5 – Поля полной температуры для турбулентного течения газа в контрольных сечениях: *a* – невязкого; *б* – вязкого

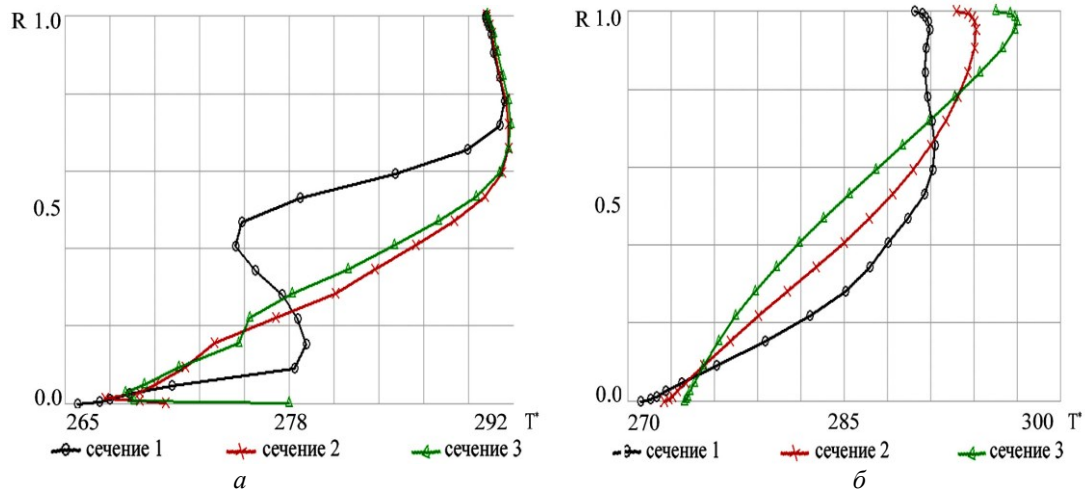


Рис. 6 – Осреднённая в окружном направлении полная температура для турбулентного течения газа в контрольных сечениях: а – невязкого; б – вязкого

Так как, судя по результатам, градиент T^* (или i^*) имеет явно выраженное радиальное направление, то, очевидно, для анализа представляет интерес уравнение сохранения импульса для радиальной компоненты скорости. Полученное численное решение является стационарным, вследствие этого, уравнение сохранения импульса для радиальной составляющей скорости и уравнения энергии запишем для стационарного потока, предварительно раскрыв субстанциональные производные $d.../dt$:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{w^2}{r}; \quad (2)$$

$$u \frac{\partial i^*}{\partial x} + v \frac{\partial i^*}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial i^*}{\partial \varphi} = 0. \quad (3)$$

Уравнение энергии (3) представляет собой чистое уравнение конвективного переноса параметра i^* (полной энтальпии) без источников дополнительной энергии в правой части. Оно не представляет интереса для выяснения причины неравномерности полной энтальпии (температуры). Поэтому обратим наше внимание на уравнение для радиальной составляющей импульса (2).

Учитывая тот факт, что течение в средней части расчетной области практически осесимметричное и радиальная составляющая скорости v практически не меняется в окружном и осевом направлениях, упростим уравнение (2):

$$v \frac{dv}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{w^2}{r}, \quad \text{или} \quad d \left(\frac{v^2}{2} \right) + \frac{1}{\rho} dP = \Omega^2 r dr,$$

где $\Omega = w/r$. После интегрирования по радиусу, имеем:

$$\frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2} + \int_{r_1}^{r_2} \frac{dP}{\rho} = \int_{r_1}^{r_2} \Omega^2 r dr. \quad (4)$$

Получили ни что иное, как уравнение Бернулли для единицы массы газа в проекции на радиальную ось. Оно выражает зависимость изменения скорости, давления и плотности от работы инерционных сил (правая часть уравнения). Наличие сил инерции обусловлено свойством неинерциальной системы отсчета, каковой является цилиндрическая система. Вычислим интеграл, стоящий в левой части, используя

изоэнтропическую связь параметров $P/\rho^k = \text{const}$, и введём обозначение $i_r^* = C_p T_r^* = C_p T + v^2/2$, тогда:

$$\frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2} + C_p(T_2 - T_1) = C_p(T_{r2}^* - T_{r1}^*) = i_{r2}^* - i_{r1}^* = \int_{r_1}^{r_2} \Omega^2 r dr, \quad \text{или} \quad (5a)$$

$$C_p(T_{r2}^* - T_{r1}^*) = L_u, \quad \text{где} \quad L_u = \int_{r_1}^{r_2} \Omega^2 r dr. \quad (5b)$$

В левой части (5) получили изменение заторможенной температуры по радиусу, а в правой – работу силы инерции (центробежной силы) L_u . Таким образом, работа сил инерции в радиальном направлении приводит к перераспределению полной температуры в данном направлении.

На рисунке 7 показаны, полученные из расчёта, распределения по радиусу осреднённых в окружном направлении энтальпии i_r^* и работы L_u в одном масштабе в трех контрольных сечениях.

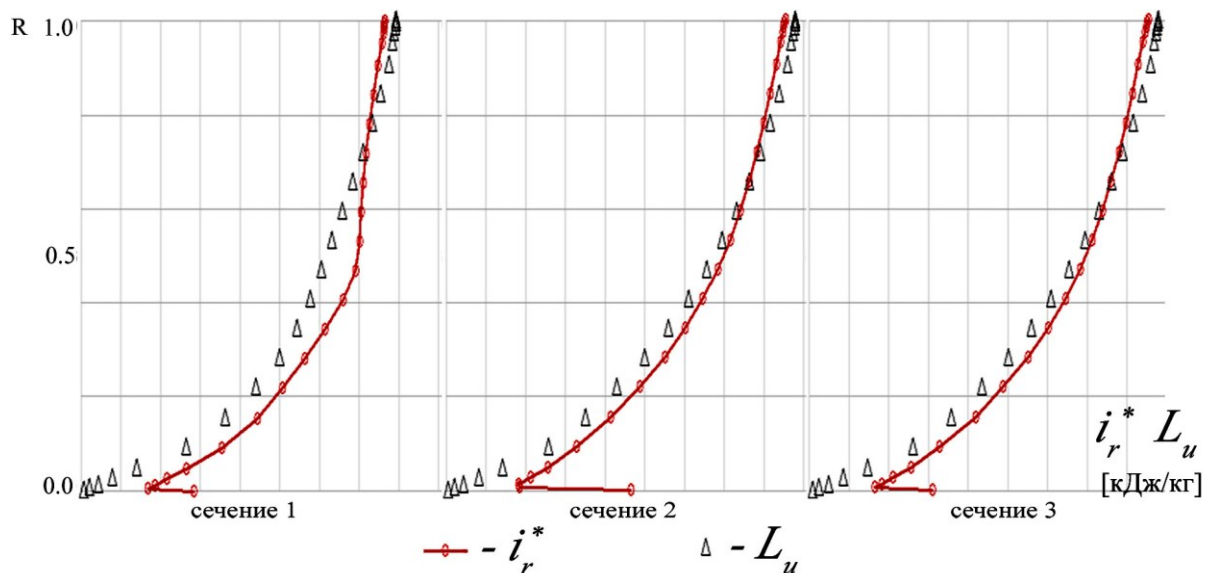


Рис. 7 – Изменение по радиусу осреднённых в окружном направлении параметра i_r^* и работы L_u по контрольным сечениям

Представленное на диаграммах неплохо согласуется с выводом, который следует из уравнений (5).

Связь параметров i_r^* и i^* , которая выражается соотношением

$$i^* = C_p T^* = C_p T + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} = C_p T + \frac{v^2}{2} + \frac{u^2 + w^2}{2} = i_r^* + \frac{u^2 + w^2}{2}, \quad (6)$$

представлена по результатам расчета на рис. 8 для контрольных сечений 1 и 2. Видно, что характер роста полной энтальпии i^* по радиусу практически определяется ростом параметра i_r^* , за исключением участка на среднем радиусе в сечении 1, где сказалась неравномерность распределения кинетической энергии $(u^2 + w^2)/2$.

На рис. 9 изображено распределение в расчётной области полной температуры T^* и работы сил инерции на единицу длины в радиальном направлении $\Omega^2 r \Delta r$.

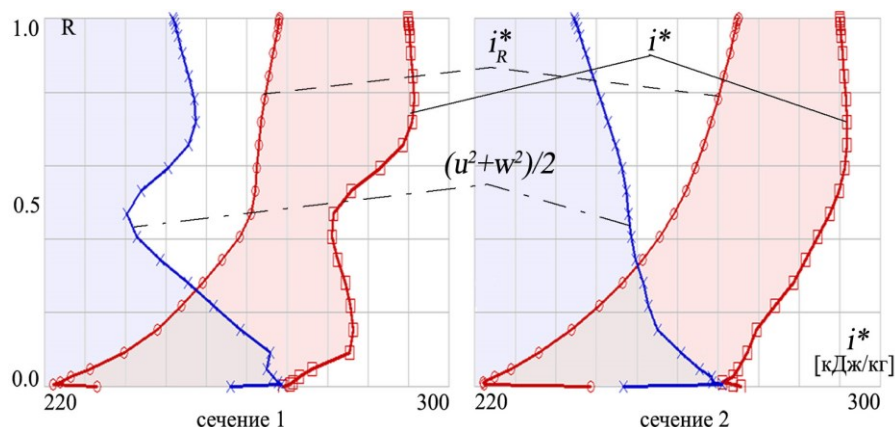


Рис. 8 – Распределение по радиусу осреднённых в окружном направлении параметров i^* , i_r^* и $(u^2 + w^2)/2$

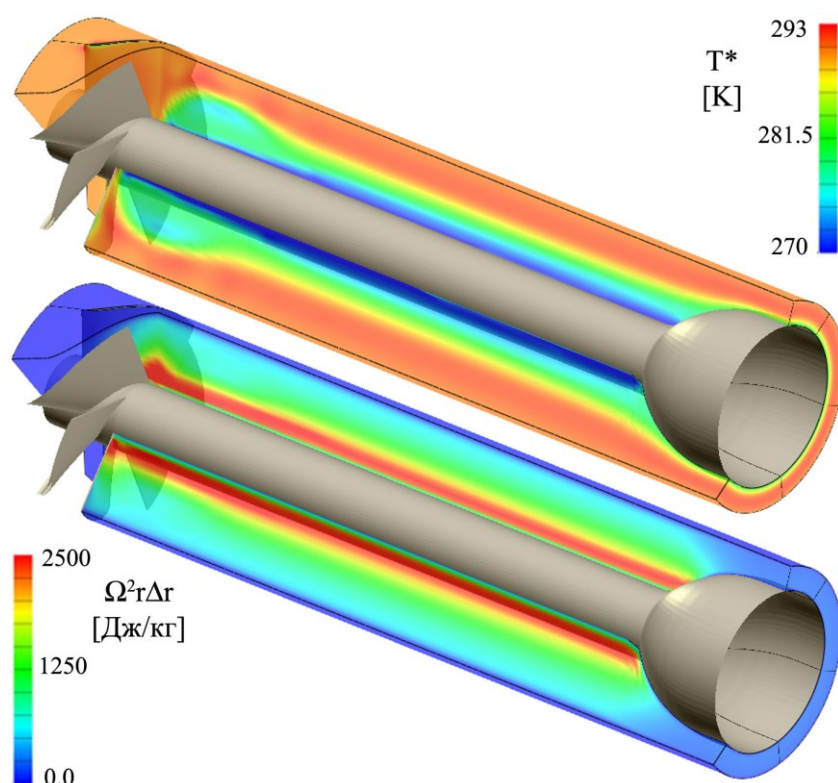


Рис. 9 – Полная температура T^* (сверху) и удельная на единицу длины работа сил инерции $\Omega^2 r \Delta r$ (снизу)

Теперь используем полученный выше вывод для объяснения явления падения T^* в закомочном следе за цилиндром и за профилем с толстой задней кромкой.

На рис. 10 представлены поля числа Маха и полной температуры T^* в фиксированный момент времени, которые получены численно в поле за цилиндром диаметром 10 мм при обтекании его газом с параметрами $M_\infty = 0.6$, $Re = 1.53 \cdot 10^5$. Из рис. 10б видно, что холодные и горячие пятна возникают парами. Перераспределение температуры к холодному и горячему полюсам возникает именно в местах, где линии тока имеют кривизну – признак присутствия вращательного движения частиц жидкости.

Следующий пример присутствия явления сепарации полной температуры в потоке представлен в расчёте течения газа в решётке профилей при числе Рейнольдса $Re = 10^5$ и числах Маха за решеткой $M = 0.6, 0.95, 1.1$.

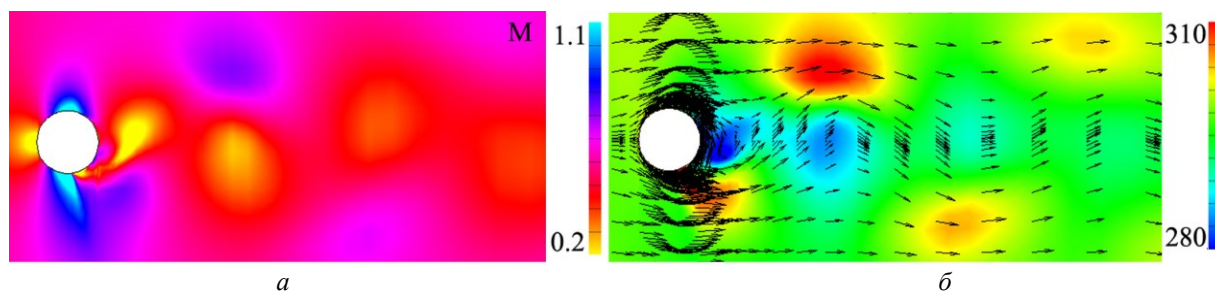


Рис. 10 – Картина миттєвого розподілу:
 a – безрозмірної швидкості M ; b – повної температури T^*

На рис. 11а приведена миттєва картинка розподілу T^* при $M = 1.1$, на якій відчутливо видно пониження, в області закромочного сліда, і підвищення, навколо нього, значення спостережуваного параметра.

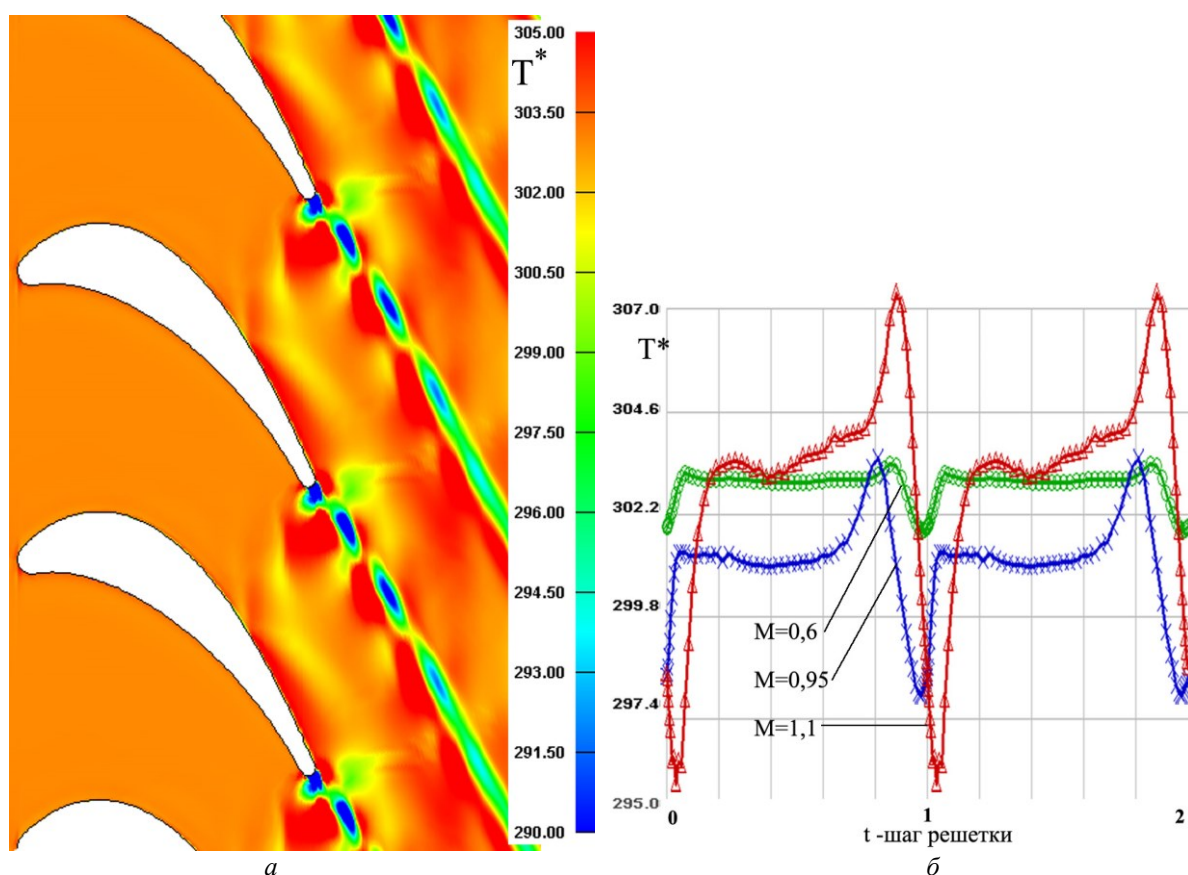


Рис. 11 – Картина миттєвого розподілу:
 a – безрозмірної швидкості M ; b – повної температури T^*

Діаграми змінення повної температури поперек потоку на відстані 50 % ширини решітки для трьох режимів течія показані на рис. 11б. Графіки представлені в єдиному діапазоні змінення функції, що дозволяє добре спостерігати залежність рівня відхилення повної температури від середнього значення в залежності від швидкості.

Выводы

По результатам анализа уравнений законов сохранения, записанных для невязкого термодинамически идеального газа, а также результатам численного моделирования можно сделать следующие выводы:

1) Перераспределение полной энтальпии (температуры), возникающее в энергетически изолированных потоках сжимаемого газа является результатом работы сил инерции.

2) Достижимая при сепарации разность полной температуры между горячим и холодным потоками зависит от кривизны линий тока и величины тангенциальной скорости.

3) По мнению авторов, влияние на сепарацию полной температуры нестационарности, диффузии, турбулентных сдвиговых напряжений и турбулентного переноса тепла является величиной меньшего порядка. Для более детального исследования роли данных физических факторов на рассмотренное выше явление необходимо проведение дополнительных исследований.

Список литературы: 1. Дейч, М. Е. Техническая газодинамика [Текст] / М. Е. Дейч. – М. ; Л. : Госэнергоиздат, 1961 – 672 с. 2. Eckert, E. R. G. Messungen der Temperaturerteilung auf der Oberfläche Schnell Angeströmter Unbeheizter Körper [Text] / E. R. G. Eckert, W. Weise // Forsch. Geb. Ing. Wesen. – 1943. No 13. – P. 246–254. 3. Ryan, L. F. Experiments in Aerodynamic Cooling [Text] : PhD thesis / L. F. Ryan. – Zürich : ETH (Eidgenössische Technische Hochschule), 1951. 4. Kurosaka, M. Energy Separation in a Vortex Street [Text] / M. Kurosaka, J. B. Gertz, J. E. Graham, J. R. Goodman, P. Sundaram, W. C. Riner, H. Kuroda, W. L. Hankey // J. Fluid Mechanics. 1987. – No 178, May. – P. 1–29. 5. Gostelow, J. P. Investigations of Eckert-Weise Energy Separation in the Wakes of Turbine Blades and Circular Cylinders [Text] / J. P. Gostelow, W. E. Carscallen // In 17th Australasian Fluid Mechanics Conference. 2010. – P. 317–320. 6. Leipmann, H. W. Elements of Gasdynamics [Text] / H. W. Leipman, A. Roshko. – John Wiley & Sons Inc, 1957. – P. 190. 7. Deissler, R. G. Analysis of the flow and energy separation in a turbulent vortex [Text] / R. G. Deissler, M. Perlmutter // Int. J. Heat Mass Transfer. 1960. – Vol. 1. – P. 179–191. 8. 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. Dejch, M. E. *Tehnichezkaia gazodinamika*. Moscow : Gosenergoizdat, 1961, 672. Print. 2. Eckert, E. R. G., and W. Weise. "Messungen der Temperaturerteilung auf der Oberfläche Schnell Angeströmter Unbeheizter Körper." *Forsch. Geb. Ing. Wesen*. 13 (1943): 246–254. Print. 3. Ryan, L. F. *Experiments in Aerodynamic Cooling. PhD thesis*. Zürich : ETH (Eidgenössische Technische Hochschule), 1951. Print. 4. Kurosaka, M., et al. "Energy Separation in a Vortex Street." *J. Fluid Mechanics* 178 (1987): 1–29. Print. 5. Gostelow, J. P., and W. E. Carscallen. "Investigations of Eckert-Weise Energy Separation in the Wakes of Turbine Blades and Circular Cylinders." *17th Australasian Fluid Mechanics Conference Auckland. New Zealand. 5–9 December 2010*. Print. 6. Leipmann, H. W., and A. Roshko. *Elements of Gasdynamics*. John Wiley & Sons Inc., 1957. 190. Print. 7. Deissler, R. G., and M. Perlmutter. "Analysis of the flow and energy separation in a turbulent vortex." *Int. J. Heat Mass Transfer* 1 (1960): 179–191. 8. Kukhtinn, Yu. P., V. M. Lapotko and G. I. Slynko. "Verifikacija metoda chislenogo modelirovanija otrivnyh techenij gaza." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 8(105) (2013): 35–39. Print. ISSN 1727-7337.

Поступила (received) 01.02.2015

УДК 519.2

А. Д. ДИМИТРОВ, канд. техн. наук, доц.; доц. ОНПУ, Одесса;
А. Н. ШРАМЕНКО, аспірант ОНПУ, Одесса;
В. А. ПЯДУХОВ, інженер ОНПУ, Одесса

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧАХ

Рассмотрено влияние предварительного подогрева материала и подогрева компонентов горения за счёт теплоты уходящих газов на экономию топлива в промышленных печах при известных значениях коэффициента регенерации и коэффициента полезно использованной теплоты рабочей камеры. В выводах сделаны рекомендации по выбору целесообразного способа внутреннего использования теплоты уходящих из рабочей камеры продуктов сгорания с позиций повышения производительности печи и экономии топлива.

Ключевые слова: экономия топлива, печь, уходящие газы, рекуперация тепла.

Введение. В современных печных установках полезно использованная теплота в зависимости от их типа и назначения составляет (10–40) %, а потери теплоты с уходящими продуктами сгорания достигают (40–70) % [1], поэтому использование теплоты уходящих продуктов сгорания, представляющего мощный резерв вторичных энергоресурсов промышленности, создаёт исключительные возможности повышения коэффициента использования теплоты топлива и имеет важное народнохозяйственное значение [2].

Внутренне направление использования теплоты регенерации ($Q_{\text{рег}}$) связано с предварительным подогревом материала, поступающего в печь, или для подогрева компонентов сгорания, или для того и другого одновременно.

Целью данной работы является выявление зависимости экономии топлива от технологических условий работы печи для выбора оптимального направления внутреннего топливоиспользования.

Анализ условий работы печи

При оценке располагаемых запасов вторичных энергоресурсов следует учитывать влияние рода топлива на величину потерь теплоты с уходящими продуктами сгорания. Особое значение имеет качественная характеристика топлива, и прежде всего наличие в нём негорючих составляющих.

Показательной в этом отношении является величина «приведённого» объёма продуктов сгорания, представляющего количество продуктов сгорания, приходящегося на 1 МДж теплоты в топливе

$$\vartheta_{\text{д}}^{\text{пр}} = \frac{\vartheta_{\text{д}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (1)$$

где $\vartheta_{\text{д}}$ – объём продуктов сгорания на 1 м³ топлива, м³/м³; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая теплота сгорания топлива, МДж/м³.

С понижением теплоты сгорания топлива $\vartheta_{\text{д}}^{\text{пр}}$ увеличивается, так:

- для мазута $\vartheta_{\text{д}}^{\text{пр}} = 0,263$;
- для природного газа $\vartheta_{\text{д}}^{\text{пр}} = 0,285–0,295$;
- для коксового газа $\vartheta_{\text{д}}^{\text{пр}} = 0,287$;

© А.Д. Димитров, А.Н. Шраменко, В.А. Пядухов, 2015

– для генераторного газу $\vartheta_d^{np} = 0,342$;

– для доменного газу $\vartheta_d^{np} = 0,437$.

Таким образом, даже при сохранении того же значения температуры уходящих продуктов сгорания, использование в печах топлива с малым значением Q_n^p приводит к повышению потерь теплоты с уходящими продуктами сгорания именно в силу увеличения ϑ_d^{np} .

Однако влияние рода топлива на величину рассматриваемой потери существенно и с позиции изменения эффективности теплообмена в рабочем пространстве.

Рассмотрим среднюю температуру продуктов сгорания, К

$$\bar{T}_d = \sqrt{\beta_c T_r T_{yx}}, \quad (2)$$

где β_c – коэффициент, учитывающий условия теплообмена и степень заполнения рабочего пространства факелом; T_r – теоретическая температура горения топлива, К; T_{yx} – температура продуктов сгорания на выходе из рабочего пространства.

Если учесть, что T_r снижается с уменьшением Q_n^p в силу указанного выше увеличения ϑ_d^{np} , то при данном значении T_{yx} понижение теплоты сгорания топлива должно повлечь за собой уменьшение \bar{T}_d , а отсюда и снижение лучистого теплового потока от газов и стенок к материалу, Вт/м²

$$q_u = \sigma_b (\bar{T}_d^4 - T_m^4), \quad (3)$$

где σ_b – приведенный коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴); \bar{T}_d – средняя температура продуктов сгорания в рабочем пространстве печи, К; T_m – температура материала, К.

Необходимость сохранения производительности печи на требуемом уровне неизбежно ведёт к увеличению T_{yx} , что достигается увеличением расхода топлива, и тем большому, чем ниже Q_n^p .

Следовательно, при работе печи на топливе с низкой теплотой сгорания располагаемые запасы теплоты уходящих продуктов сгорания повышаются в силу следующих причин:

- увеличивается приведённый объём продуктов сгорания;
- увеличивается температуры уходящих продуктов сгорания;
- повышается секундный расход топлива для сохранения необходимой производительности печи.

Изложенное можно проиллюстрировать данными, полученными из расчёта нагревательной печи (табл. 1).

Эффективность использования теплоты уходящих продуктов сгорания можно оценить величиной коэффициента регенерации теплоты R , представляющего собой отношение теплоты уходящих из рабочего пространства печи продуктов сгорания, полезно используемых для указанных выше целей, к теплоте, вносимой в камеру.

$$R = \frac{Q_{per}}{\vartheta_d^{per} i_1}, \quad (4)$$

Данные расчёта нагревательной печи

Теплота сгорания топлива, МДж/м ³	28,5	24,7	20,5	16,8
Температура уходящих продуктов сгорания, °С	754	794	829	874
Потеря с уходящими продуктами сгорания, %	53,0	57,0	61,5	66,0
Удельный расход условного топлива, %	15,7	18,2	21,7	24,4
Теплота уходящих продуктов сгорания на 1 кг стали, МДж/кг	2,44	3,04	3,92	4,70

где $Q_{\text{пер}}$ – полезно используемая теплота продуктов сгорания, кВт; i_1 – энтальпия продуктов сгорания при теоретической температуре сгорания (t_r), МДж/м³; $\vartheta_d^{\text{пер}}$ – расход продуктов сгорания, м³/с.

Если отношение полезно использованного тепла камеры к теплу, вносимому в камеру, обозначим через η , то есть $\eta = \frac{Q_{\text{пол}}}{\vartheta_d i_1}$, а отношение тепловых потерь камеры к теплу, вносимому в камеру, через ω , то из (3) получим

$$\vartheta_d = \frac{Q_{\text{кам}}}{i_1(\eta + \omega)}, \quad (5)$$

где $Q_{\text{кам}}$ – расход теплоты на нагрев материала и покрытие тепловых потерь в камере, кВт.

При наличии внутреннего использования теплоты уходящих продуктов сгорания уравнение теплового баланса камеры запишется в следующем виде

$$\vartheta_d^{\text{пер}} i_1 (1 + R) = Q_{\text{кам}} + \vartheta_d^{\text{пер}} i_1 [(1 - R) - (\eta + \omega)]. \quad (6)$$

При этом допущено, что $Q_{\text{кам}}$ сохраняется при наличии регенерации таким же, как и при её отсутствии.

Из последнего выражения определяется расход продуктов сгорания при регенерации

$$\vartheta_d^{\text{пер}} = \frac{Q_{\text{кам}}^{\text{пер}}}{(2R + \eta + \omega) i_1}. \quad (7)$$

При работе печи на топливе с низкой теплотой сгорания снижение расхода топлива достигается использованием теплоты уходящих продуктов сгорания на подогрев компонентов сгорания и предварительный нагрев материала. При неизменной величине $Q_{\text{кам}}$ относительная величина теплоты уходящих продуктов сгорания может быть уменьшена за счёт регенерации теплоты уходящих продуктов сгорания. Теплота, уносимая продуктами сгорания из камеры

$$Q_{\text{yx}} = [1 - (\eta + \omega)] \vartheta_d i_1, \quad (8)$$

а теплота, вносимая в камеру при наличии регенерации

$$Q_1 = (1 + R)g_d i_1. \quad (9)$$

Тогда относительная величина теплоты уходящих продуктов сгорания

$$q_2 = \frac{Q_{yx}}{Q_1} = \frac{1 - (\eta + \omega)}{1 + R}. \quad (10)$$

Как видно из формулы (10), с увеличением коэффициента регенерации R величина q_2 уменьшается. На основании формулы (10) построен график изменения q_2 в зависимости от R для различных значений η при $\omega = 0,12$ (рис. 1). На графике видно, что q_2 можно значительно уменьшить одновременным увеличением R и η .

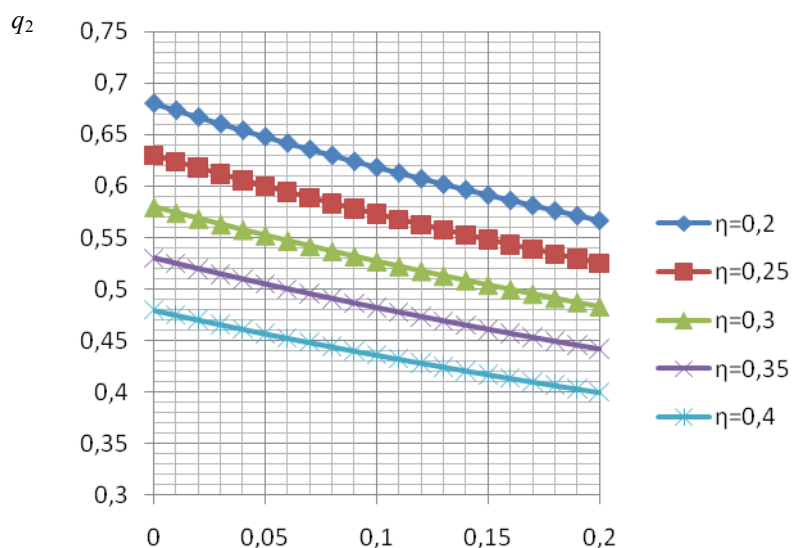


Рис. 1 – График зависимости относительной величины теплоты уходящих продуктов сгорания от коэффициента регенерации R при разных значениях η

Изменение производительности печи при предварительном подогреве материала уходящими из камеры продуктами сгорания равно:

$$\frac{g_{гор}}{g_{хол}} = \frac{\Delta i_{хол}}{\Delta i_{гор}} \sqrt{1 - \frac{T_{мгор}'^4}{T_{ух}^4}} = \frac{\Delta i_{хол}}{\Delta i_{гор}} K. \quad (11)$$

В формуле (11) $\frac{\Delta i_{хол}}{\Delta i_{гор}}$ есть отношение приращения энтальпии материала в камере при холодном посаде к приращению энтальпии материала при горячем посаде, где

$$K = \sqrt{1 - \frac{T_{мгор}'^4}{T_{ух}^4}}.$$

В зависимости от коэффициента использования теплоты в камере и

коэффициента регенерации теплоты уходящих продуктов сгорания, величину $\frac{\Delta i_{\text{хол}}}{\Delta i_{\text{гор}}}$ можно представить в следующем виде

$$\frac{\Delta i_{\text{хол}}}{\Delta i_{\text{гор}}} = \frac{\eta}{\eta - R^*}.$$

С учётом последнего выражения формулу (11) можно записать в следующем виде

$$\frac{g_{\text{гор}}}{g_{\text{хол}}} = \frac{\eta}{\eta - R^*} K. \quad (12)$$

Допуская линейную зависимость между энтальпией металла и температурой и энтальпией продуктов сгорания и температурой, что вносит в расчёты ошибку до 6 % в широком диапазоне изменения температур, с учётом заданных значений η , ω , R , выразим коэффициент K через $T_{\text{м}}''$ и $T_{\text{гхол}}$. (Предварительно введём $R^* = \frac{R(\eta + \omega)}{2R + \eta + \omega}$)

$$K = \sqrt{1 - \left\{ \frac{\frac{R^*}{\eta} t_{\text{м}}'' + 273}{[1 - (\eta + \omega)] t_{\text{гхол}} + 273} \right\}^4} < 1. \quad (13)$$

Расход продуктов сгорания (топлива) при горячем и холодном посаде будет при $Q_{\text{пот}} = \text{const}$:

$$g_{\text{д}}^{\text{хол}} = \frac{Q_{\text{пол}}^{\text{хол}} + Q_{\text{пот}}}{i_1 - i_2}, \quad (14)$$

$$g_{\text{д}}^{\text{гор}} = \frac{Q_{\text{пол}}^{\text{гор}} + Q_{\text{пот}}}{i_1 - i_2}. \quad (15)$$

Изменение расхода топлива при предварительном подогреве материала

$$\frac{B_{\text{гор}}}{B_{\text{хол}}} = \frac{g_{\text{д}}^{\text{гор}}}{g_{\text{д}}^{\text{хол}}} = \frac{g_{\text{гор}} \Delta i_{\text{гор}} + Q_{\text{пот}}}{g_{\text{хол}} \Delta i_{\text{хол}} + Q_{\text{пот}}}. \quad (16)$$

После подстановки из (11) $g_{\text{гор}} \Delta i_{\text{гор}}$ находим

$$\frac{B_{\text{гор}}}{B_{\text{хол}}} = \frac{K\eta + \omega}{\eta + \omega}. \quad (17)$$

Определение экономии топлива

Рассмотрим влияние каждого из способов внутреннего использования теплоты уходящих продуктов сгорания на экономию топлива.

При подогреве компонентов сгорания экономия расхода топлива за счёт регенерации теплоты уходящих продуктов сгорания составит, %:

$$\Theta = \frac{g_{\text{д}} - g_{\text{д}}^{\text{пер}}}{g_{\text{д}}} 100. \quad (18)$$

Подставив в последнее выражение \mathcal{Q}_d и $\mathcal{Q}_d^{\text{per}}$ из (5) и (7) получим

$$\mathcal{Q} = \left(1 - \frac{\mathcal{Q}_{\text{кам}}^{\text{per}}}{\mathcal{Q}_{\text{кам}}} \frac{1}{1 + \frac{2R}{\eta + \omega}} \right) 100 = \left(1 - \frac{m}{1 + \frac{2R}{\eta + \omega}} \right) 100. \quad (19)$$

При $m = 1$

$$\mathcal{Q} = \frac{100}{1 + \frac{2R}{\eta + \omega}}. \quad (20)$$

При предварительном подогреве материала экономия топлива за счёт регенерации теплоты уходящих продуктов сгорания

$$\mathcal{Q} = \frac{\mathcal{Q}_d^{\text{хол}} - \mathcal{Q}_d^{\text{гор}}}{\mathcal{Q}_d^{\text{хол}}} = 1 - \frac{\mathcal{Q}_d^{\text{гор}}}{\mathcal{Q}_d^{\text{хол}}}. \quad (21)$$

Подставив в это выражение $\frac{\mathcal{Q}_d^{\text{гор}}}{\mathcal{Q}_d^{\text{хол}}}$ из (17), получим, %

$$\mathcal{Q} = \frac{\eta(1-k)}{\eta + \omega} 100. \quad (22)$$

Как видно из выражений (20) и (22) зависимость экономии топлива от степени регенерации R различна для рассмотренных вариантов внутреннего использования теплоты уходящих газов.

Вывод. Краткий теоретический анализ влияния использования теплоты уходящих продуктов сгорания для подогрева материала показывает, что внутреннее использование теплоты уходящих продуктов сгорания по обоим рассмотренным вариантам является эффективным средством повышения производительности и улучшения топливоиспользования в печных установках. При необходимости повышения производительности печи более выгодным является использование теплоты уходящих продуктов сгорания для предварительного подогрева материала, когда же экономия топлива стоит на первом плане, более эффективное использование теплоты уходящих продуктов сгорания будет иметь место при подогреве компонентов сгорания.

В реальных условиях, когда вопрос повышения производительности неразрывно связан с вопросом экономии топлива, оба варианта внутреннего использования теплоты уходящих продуктов сгорания следует рассматривать совместно.

Список литературы: 1. Семененко, Н. А. Вторичные энергоресурсы промышленности и энерготехнологическое комбинирование [Текст] / Н. А. Семененко. – М. : Энергия, 1976. – 296 с. 2. Ключников, А. Д. Теплотехническая оптимизация топливных печей [Текст] / А. Д. Ключников. – М. : Энергия, 1974. – 343 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Vtorichnye jenergoresursy promyshlennosti i jenergotehnologicheskoe kombinirovanie.* Moscow : Jenergija, 1976. Print. 2. *Kljuchnikov, A. D. Teplotehnicheskaja optimizacija toplivnyh pechej.* Moscow : Jenergija, 1974. Print.

Поступила (received) 05.01.2015

УДК 621.165 : 519.63

В. М. ПУСТОВАЛОВ, канд. техн. наук; проф. кафедри «Турбінобудування» ім. проф. В.М. Маковського НТУ «ХП»;

Л. В. ФАТІЧ, магістр кафедри «Турбінобудування» ім. проф. В.М. Маковського НТУ «ХП»;

С. П. НАУМЕНКО, м.н.с. кафедри «Турбінобудування» ім. проф. В.М. Маковського НТУ «ХП»

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ СЕРЕДОВИЩА ЧЕРЕЗ ЛАБІРИНТОВЕ УЩІЛЬНЕННЯ ТУРБОМАШИНИ

Проведено математичне моделювання гідродинаміки і тепловіддачі потоку середовища у прямооточному та ступінчатому лабіринтових ущільненнях турбомашин за допомогою комплексу прикладних програм. Зіставлення результатів з відповідним фізичним експериментом показало адекватність використаного підходу і обґрунтувало можливість застосування його при розв'язанні конкретних інженерних задач.

Ключові слова: турбомашини, лабіринтові ущільнення, гідродинаміка, тепловіддача, математичне моделювання.

Вступ

Завдання підвищення надійності та економічності роботи турбоустановок, а також вдосконалення конструкцій турбін визначають необхідність глибокого і всебічного вивчення процесів, що в них протікають.

У сучасних потужних парових і газових турбінах лабіринтові ущільнення займають значну частину поверхні роторів і корпусних деталей. Наприклад, в циліндрі високого тиску (ЦВТ) парової турбіни ВАТ «Турбоатом» К-325-24,5 на лабіринтові ущільнення припадає близько 60 % його довжини.

Звідси випливає, що для адекватної ідентифікації теплового, термонапруженого і термодетформованого стану ЦВТ таких турбін потрібні уточнені відомості по граничних умовах теплообміну в лабіринтових ущільненнях. Це є особливо важливим при математичному моделюванні, що має на увазі пошук оптимальних графіків пуску потужних парових турбін із різних початкових станів.

У відомих до кінця минулого століття публікаціях з даного питання основним методом дослідження був експеримент, що було наслідком недостатнього рівня розвитку і використання обчислювальної техніки та обчислювальної гідродинаміки в інженерних додатках в галузі теплоенергетики. З іншого боку, дорожнеча та методичні труднощі постановки відповідних експериментів з'явилися причиною нечисленності таких робіт і неузгодженості їх результатів [1].

На рис. 1 зіставлені дані по тепловіддачі в лабіринтових ущільненнях парових турбін, що отримані в ЦКТИ [2], 1961 р.; ИТЭ УССР [3], 1963 р.; ХПИ [4], 1970 р.; НЗЛ [5], 1972 р. Істотні відмінності в наведених залежностях свідчать про недостатню вивченість цього питання.

Робота [6] була присвячена математичному моделюванню тепловіддачі в елементі ступеневого ущільнення парової турбіни з термокомпенсаційною канавкою. Отримано розрахункові дані по величинам коефіцієнту тепловіддачі на різних етапах пуску турбіни. Однак адекватність математичного моделювання не була підтверджена зіставленнями з експериментальними результатами.

© В.М. Пустовалов, Л.В. Фатіч, С.П. Науменко, 2015

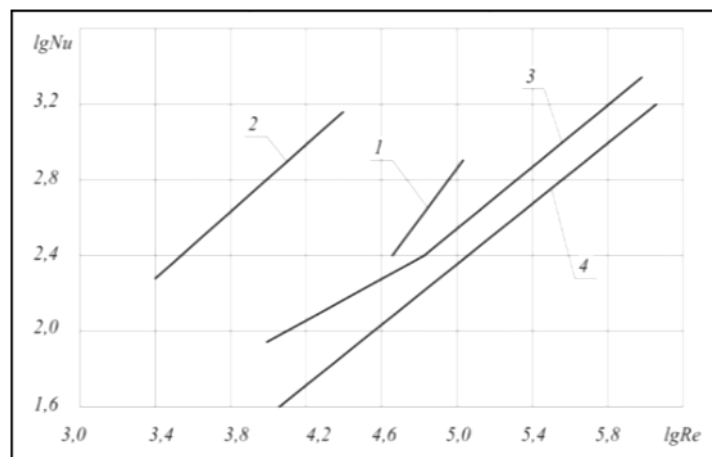


Рис. 1 – Тепловіддача на поверхні валу в прямоточному лабіринтовому ущільненні (відносний крок $S/H = 2,0$; відносний зазор $\delta/H = 0,137$) по даним: 1 – ЦКТИ – [1] 1961 р.; 2 – ИТЭ АН УССР – [2] 1963 р.; 3 – ХПИ – [3] 1970 р.; 4 – НЗЛ – [5] 1972 р.

1 Мета дослідження. Постановка задачі

Дослідження присвячено математичному моделюванню гідродинаміки і теплообміну при течії середовища в прямоточному і східчастому лабіринтових ущільнень засобами системи *Fluent* програмного пакету кінцево-елементного комплексу *ANSYS*.

На першому етапі дослідження, який описано в даній публікації, вивчалися можливості адекватного моделювання цього потоку шляхом зіставлення з результатами експериментів, що були проведені на кафедрі турбінобудування НТУ «ХПІ» Л. А. Гурою [1].

В подальшому планується розглядати особливості межових умов теплообміну у студійованій системі з урахуванням особливостей, що характерні для лабіринтових ущільнень ЦВТ потужних парових турбін на пускових режимах роботи.

2 Короткі відомості про опорні експерименти

Досліди по гідродинаміці потоку в ущільненнях проводилися на воді, а по вивченню тепловіддачі – на повітрі.

Експериментальне визначення коефіцієнтів тепловіддачі в прямоточному і східчастому лабіринтових ущільненнях частково здійснювалося на плоских статичних моделях на основі встановленого в низці більш ранніх досліджень факту, що ефект обертання валу на теплообмін не впливає при відношеннях окружної і витратної швидкості, менших ніж 2,2.

Досліджувалось східчасте ущільнення ЦВТ турбіни К-300-240 ХТГЗ з наступними розмірами: крок $S = 11,5$ мм, висота камери $H = 9$ мм, ширина і висота виступів 3,5 мм. Лінійні розміри моделі східчастого ущільнення були збільшені в 3 рази. В моделі прямоточного ущільнення східчаста поверхня замінялась плоскою. Моделі виготовлялись зі склотекстоліту. На нижні плити, які моделювали поверхню валу, наклеювались електронагрівачі з п'яти смуг фольги шириною 20 мм і товщиною 0,1 мм, які були з'єднані послідовно. Як вимірювальні використовувались середні електронагрівачі.

Вимірювалась витрата повітря, його температура на вході в модель, у камерах між гребнями і у вихідному перерізі за змішувачем, розподіл температури по довжині вимірної ділянки, перепад тиску на моделі і електрична потужність, що споживалась електронагрівачами. Термопары в камерах між гребнями розміщувались над вимірною

стрічкою посередині висоти каналу. В окремих дослідах вимірювався розподіл температури потоку як по довжині, так і по висоті камер.

Робоча ділянка моделі східчастого лабіринтового ущільнення представлена на рис. 2.

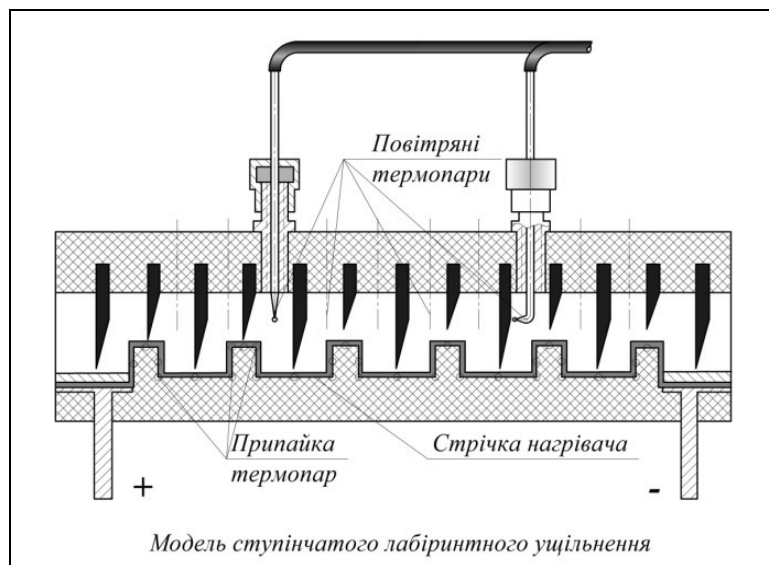


Рис. 2 – Модель східчастого лабіринтового ущільнення

3 Параметри математичного моделювання

При організації чисельного моделювання одним з визначальних моментів був вибір математичної моделі турбулентності (ММТ), яка найбільш відповідає фізичним особливостям течії, що розглядається.

Аналіз ММТ, які є складовими програмного комплексу, показав, що найбільш адекватною є модель турбулентних напруг Рейнольдса *RSM* (*Reynolds Stress Model*), яка здатна враховувати наявність в течії рециркуляційних областей і анізотропність властивостей течії.

Ця ММТ відноситься до класу моделей *RANS* (*Reynolds-averaged Navier-Stokes*), тобто оперує з рівняннями переносу, осередненими за часом. Ряд моделей цього класу використовують допущення Буссінеска про ізотропність турбулентної в'язкості. Це, наприклад, ММТ $k-\epsilon$, $k-\omega$, *Spallard-Allmaras*. *RSM* реалізує альтернативний підхід: в рівняннях переносу для відповідних величин використовується обчислення компонентів тензорів.

Геометрія системи будувалась засобами модуля *ANSYS DesignModeller*. При побудові розрахункової сітки використовувалися методи *Edge sizing* та *Inflation*, що дало змогу згустити сітку біля стінок моделі та зробити її більш густою в зоні пограничного шару біля моделі ротору. Одна камера ущільнення при вивченні гідродинаміки включала 23500 розрахункових вузлів.

При моделюванні гідродинаміки задавались періодичні межові умови. Масова витрата на вході в розрахункову область обчислювалася залежно від значень чисел Re у фізичній моделі.

При вивченні теплообміну моделювалася течія середовища у 6 камерах ущільнення з метою забезпечення формування адекватних натурі межових умов на вході і виході третьої розрахункової камери.

Розрахункова сітка, що використовувалася при моделюванні тепловіддачі, показана на рис. 3.

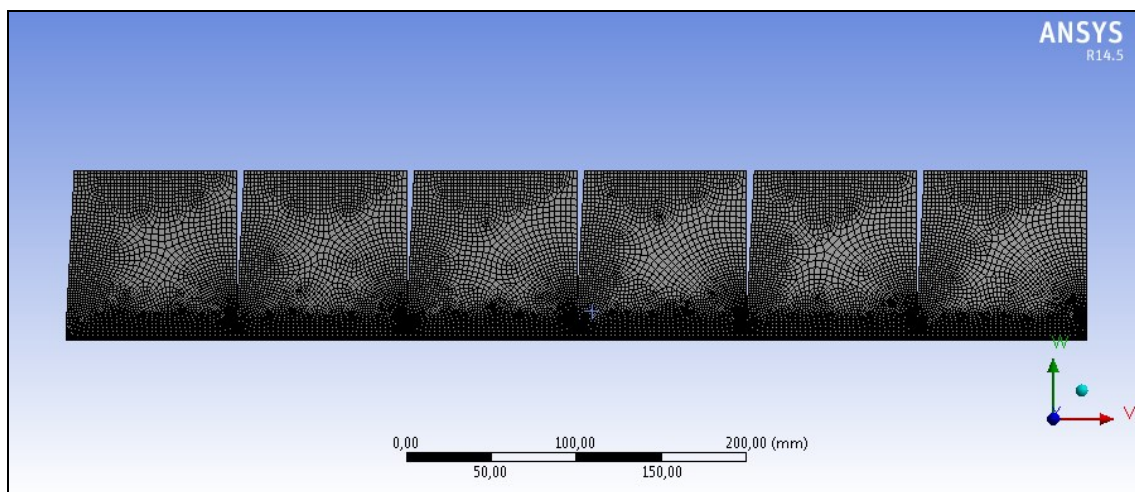


Рис. 3 – Розрахункова сітка, що використовувалась при моделюванні тепловіддачі

4 Результати математичного моделювання

На моделях прямооточного ущільнення математичні експерименти проводились при п'яти значеннях відносного кроку S/H , який змінювався в межах від 2,4 до 0,4. Величина зазору була постійною.

Як приклад, на рис. 4 надана картина ліній току в прямооточному ущільненні при $S/H = 0,57$, $\delta/H = 0,081$.

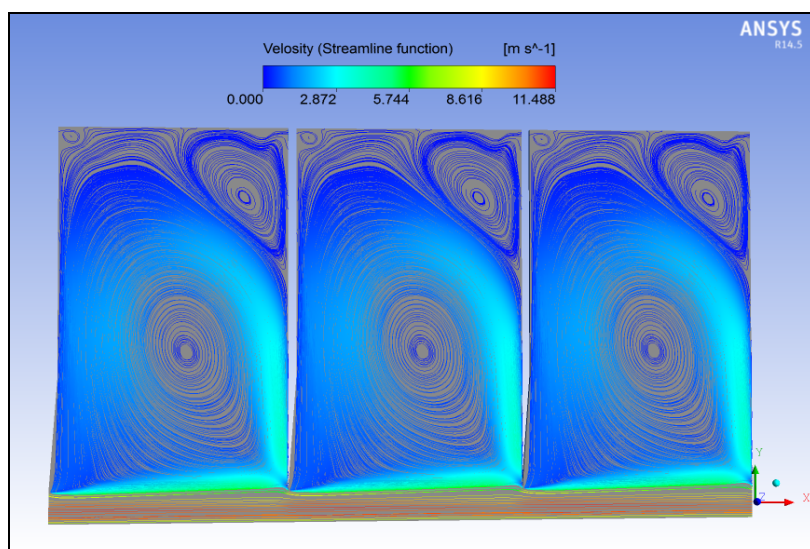


Рис. 4 – Структура потоку в прямооточному ущільненні при $S/H = 0,57$, $\delta/H = 0,081$

На рис. 5 зіставлені експериментальний і розрахунковий розподіл швидкості течії по висоті у камері прямооточного ущільнення з відносним кроком $S/H = 1$.

Приклад розрахункової структури потоку у ступінчатому ущільненні показано на рис. 6.

Зсув гребня ущільнення відносно виступу на роторі суттєво змінює картину ліній току у ступінчатому ущільненні. Це ілюструється рис. 7, на якому наведено результати моделювання при граничному зсуві гребня праворуч.

Одержані при математичному моделюванні картини ліній току, а також розрахункові поля швидкостей відповідали тим, що спостерігалися в роботі [1].

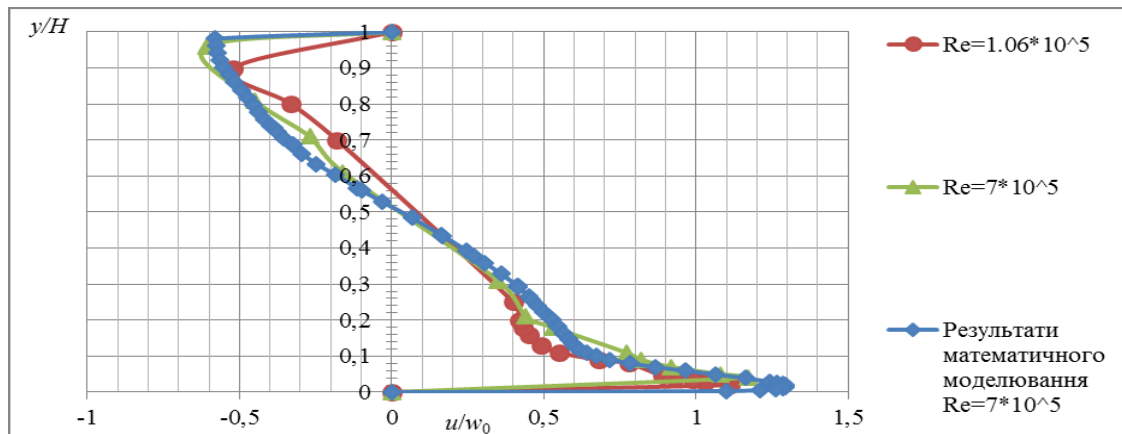


Рис. 5 – Зіставлення результатів моделювання з експериментом для розподілу відносної швидкості по висоті камери прямооточного ущільнення в середньому перерізі

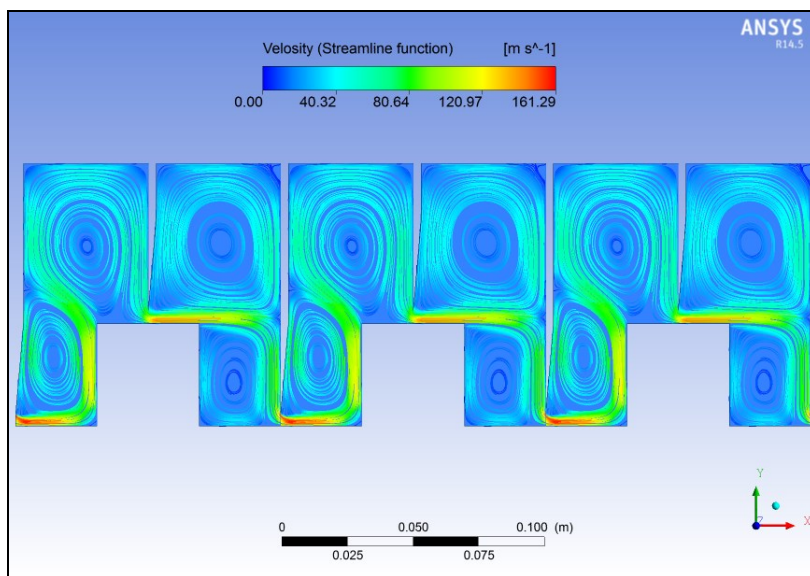


Рис. 6 – Структура потоку в ступінчастому ущільненні при $S/H = 1,01$, $\delta/H = 0,051$

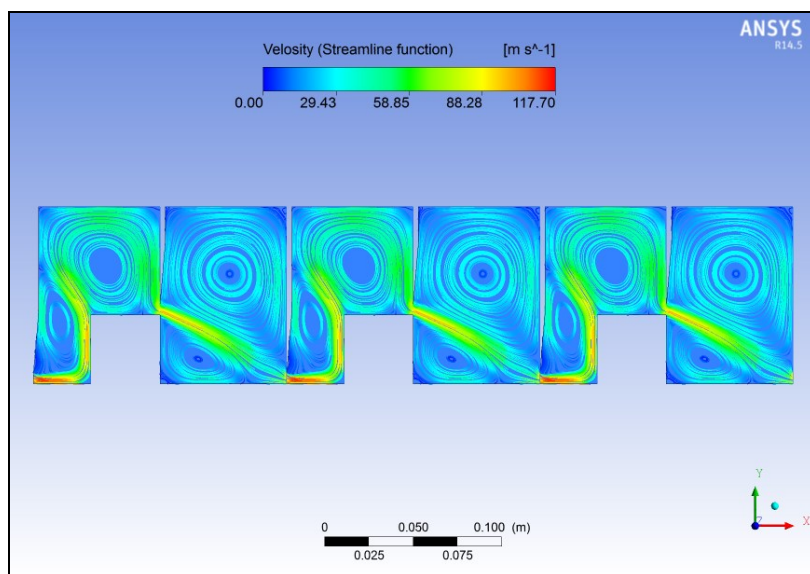


Рис. 7 – Структура потоку в ступінчастому ущільненні при $S/H = 1,43$, $\delta/H = 0,082$ при граничному зсуві гребня праворуч

Був проведений розрахунок теплообміну в лабіринтових прямоточних ущільненнях.

Визначальною температурою для критеріїв подібності була прийнята температура потоку в центрі камери прямоточного ущільнення. За розрахункову температуру ротора в межах камери приймалася його середня арифметична температура.

Приклади розподілу температури середовища по довжині фізичної моделі, а також по висоті камери ущільнення представлені на рис. 8 і 9. Вони якісно збігаються з графіками, що наведені в роботі [1]. Кількісного збігу не було можливості отримати, оскільки не була відома початкова температура середовища в експерименті, а також густина теплового потоку на пластині, що моделювала статор.

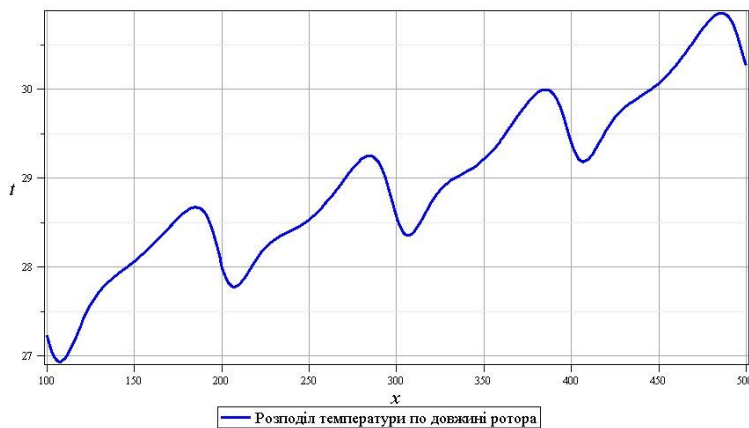


Рис. 8 – Розподіл температури течії по довжині фізичної моделі ротору

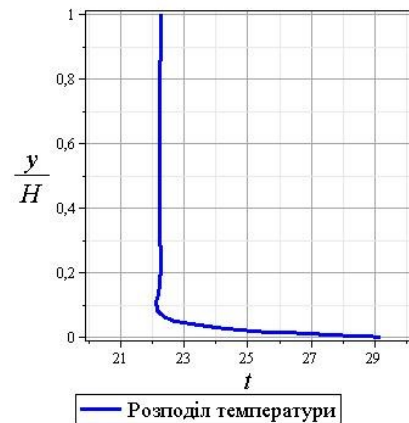


Рис. 9 – Розподіл температури по висоті камери прямоточного ущільнення

На рис. 10 порівнюються результати математичного моделювання з розрахунками по критеріальним залежностям роботи [1].

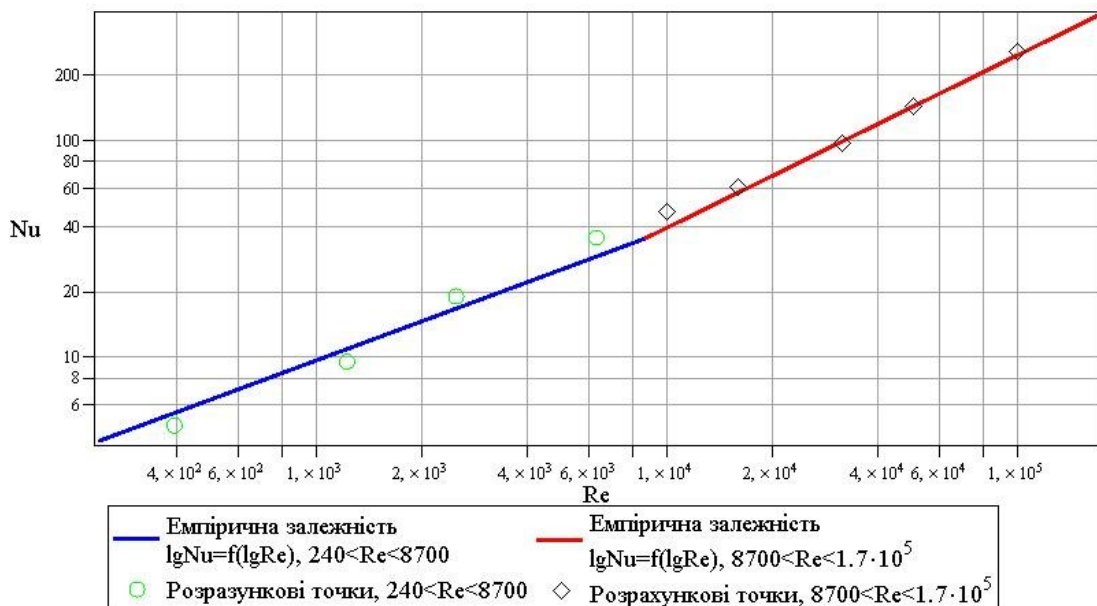


Рис. 10 – Порівняння результатів математичного моделювання теплообміну з фізичним експериментом

В інтервалі чисел Рейнольдса, що досліджувалися, ($Re = w2\delta/\nu$, w – швидкість потоку в зазорі під гребенем ущільнення, δ – відповідний зазор) від $4 \cdot 10^2$ до 10^5 , як у фізичному експерименті, так і в математичному моделюванні, в залежності $Nu = f(Re)$ було виявлено дві характерні ділянки. Вони напевно відповідали двом різним видам течії, які були у роботі [1] названі перехідним і турбулентним. Ці режими течії розділяє критичне число Рейнольдса, що приблизно дорівнює $Re_{кр} = 8700$.

Висновки

Зіставлення результатів математичного моделювання гідродинаміки, а також тепловіддачі потоку середовища у прямоточному та ступінчатому лабіринтових ущільненнях турбомашин з відповідним фізичним експериментом за допомогою комплексу прикладних програм показало адекватність використаного підходу і обґрунтувало можливість застосування його при розв'язанні конкретних інженерних задач в таких системах.

Список літератури: 1. *Гура, Л. А.* Исследование теплообмена в турбинных лабиринтовых уплотнениях [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / Л. А. Гура. – Харьков, 1973. – 183 с. 2. *Шейнин, Е. И.* Экспериментальное исследование теплообмена в зоне концевых уплотнений газовых турбин [Текст] / Е. И. Шейнин // Энергомашиностроение. – 1961. – № 1. – С. 25–27. 3. *Швец, И. Т.* Теплообмен в лабиринтовых уплотнениях роторов турбин [Текст] / И. Т. Швец, Е. П. Дыбан, В. Ю. Хавин // Энергомашиностроение. – 1963. – № 12. – С. 8–11. 4. *Капинос, В. М.* Исследование теплообмена в лабиринтовых уплотнениях на статических моделях [Текст] / В. М. Капинос, Л. А. Гура // Теплоэнергетика. – 1970. – № 11. – С. 38–41. 5. *Кузнецов, А. Л.* Теплообмен в лабиринтовых уплотнениях газовых турбин [Текст] / А. Л. Кузнецов, О. А. Журавлев // Энергомашиностроение. – 1972. – № 5. – С. 10–12. 6. *Алехина, С. В.* Исследование процессов теплообмена на поверхностях ступенчатых уплотнений роторов паровых турбин [Текст] / С. В. Алехина, В. Н. Голощاپов, В. В. Портнов // Наука – Производству. – 2006. – № 5. – С. 121–125.

Bibliography (transliterated): 1. Gura, L. A. *Issledovanie teploobmena v turbinnih labirintovyh uplotnenijah.* Dis. ... kand. tehn. nauk. Kharkov, 1973. 2. Shejnin, E. I. "Jeksperimental'noe issledovanie teploobmena v zone koncevyh uplotnenij gazovyh turbin." *Jenergomashinostroenie* 1 (1961): 25–27. Print. 3. Shvec, I. T., E. P. Dyban and V. Ju. Havin. "Teploobmen v labirintovyh uplotnenijah rotorov turbin." *Jenergomashinostroenie* 12 (1963): 8–11. Print. 4. Kapinos, V. M., L. A. Gura. "Issledovanie teploobmena v labirintovyh uplotnenijah na staticheskikh modeljah." *Teplojenergetika* 11 (1970): 38–41. Print. 5. Kuznecov, A. L., O. A. Zhuravlev. "Teploobmen v labirintovyh uplotnenijah gazovyh turbin." *Jenergomashinostroenie* 5 (1972): 10–12. Print. 6. Aljohina, S. V., V. N. Goloshchapov and V. V. Portnov. "Issledovanie processov teploobmena na poverhnostjah stupenchatyh uplotnenij rotorov parovyh turbin." *Nauka – Proizvodstvu* 5 (2006): 121–125. Print.

Поступила (received) 16.01.2015

УДК 658.24

О. О. АЛЕКСАХІН, канд. техн. наук, доц; доц. ХНУМГ
ім. О.М. Бекетова, Харків;

О. В. БОБЛОВСЬКИЙ, ас. ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, Харків;

С. В. ЕНА, ст. викладач НТУ «ХПІ»

ТЕПЛОВІ ВТРАТИ ТРУБОПРОВОДАМИ МІКРОРАЙОННОЇ ОПАЛЮВАЛЬНОЇ МЕРЕЖІ В УМОВАХ ЗМІНИ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ БУДІВЕЛЬ

Розглянуто вплив додаткової теплоізоляції будівель на тепловтрати трубопроводами мікрорайонної опалювальної мережі. Проаналізовано зміну теплових втрат в залежності від черговості утеплення будівель мікрорайону. Показано, що найменші тепловтрати характерні для варіанту утеплення найбільш віддалених від центрального теплового пункту будівель. Дани рекомендації, що при виборі варіанта утеплення будинків однією із гілок сеті треба враховувати, що при утепленні споруд, приєднаних до гілки більшої довжини, сумарні втрати теплоти опалювальною сіткою менші.

Ключові слова: централізоване теплопостачання, теплові втрати, теплоізоляція будівель.

Вступ

Одним з основних напрямів енергозбереження у житлово-комунальному секторі господарства все ще залишається застосування додаткової теплоізоляції будівельних конструкцій існуючих будівель. В умовах централізованого теплозабезпечення груп будівель зміна розрахункового опалювального навантаження може обумовлювати зміну теплового стану трубопроводів опалювальної мікрорайонної мережі й витрат теплоносія, що також необхідно враховувати при оцінках економічного ефекту утеплення будівель.

Розрахунок теплових характеристик житлового мікрорайону

У роботі розглянуто групу будівель (див рис. 1) у м. Харкові з сумарним опалювальним навантаженням при розрахунковій температурі зовнішнього повітря $Q_{o.p.} = 12,6$ МВт. Системи опалення приєднані до теплових мереж за залежною схемою за допомогою водострумних елеваторів. У роботі прийнято, що зменшення теплової енергії для потреб опалення утепленої споруди забезпечене зниженням температури теплоносія на ввіді до системи опалення зміною коефіцієнта змішування водострумного елеватора. Температуру мережної води у характерних точках системи опалення та витрати води залежно від ступеня ефективності додаткової теплоізоляції будівельних конструкцій споруди визначено згідно з [1]. Теплові мережі прокладено у непрохідних каналах. При обчисленнях прийнято, що лінійні втрати теплоти трубопроводами дорівнюють нормативним значенням [2], коефіцієнт, що враховує теплові втрати конструктивними елементами мережі становить $K = 1,15$ [2]. Температуру ґрунту на глибині закладання теплопроводів прийнято $t_{окр} = 5$ °С. Обчислення здійснено для середньої за опалювальний період температури зовнішнього повітря для умов м. Харкова $t_n = -2,1$ °С (відносно опалювальне навантаження дорівнює $Q_o = 0,49$). Теплові втрати на ділянці обчислено по температурі мережної води на вході до ділянки. Температуру води у зворотному трубопроводі мікрорайонної мережі визначено з урахуванням її охолодження у межах розрахункової ділянки та змішування потоку води в основному трубопроводі та потоків води з відгалужень.

Тепловий режим вихідного варіанта (до утеплення будівель) характеризується такими показниками: витрати теплоти на опалення при середній за опалювальний сезон

© О.О. Алексахін, О.В. Бобловський, С.В. Ена, 2015

температурі зовнішнього повітря дорівнюють 6,174 МВт; втрати теплоти подавальними й зворотними трубопроводами опалювальної мережі 0,282 та 0,182 МВт відповідно; сумарні втрати теплоти трубопроводами 0,464 МВт (приблизно 7,5 % від потреби на опалення); загальні витрати теплоти для опалення з урахуванням втрат становлять 6,638 МВт; витрати мережної води для опалення 43 кг/с.

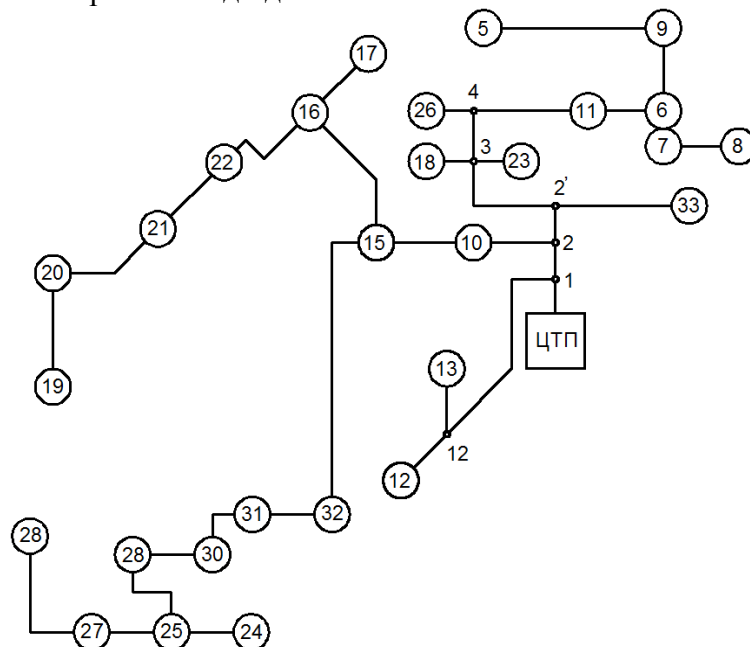


Рис. 1 – Розрахункова схема теплових мереж фрагмента мікрорайону:
ЦТП – центральний тепловий пункт; ○ – будівлі; 1, 2, 3... – розрахункові точки

Розглянуто ситуацію, при якій ресурсів для утеплення всіх споруд недостатньо і постає питання вибору окремих будівель у мікрорайоні для проведення робіт у декілька етапів. На першому етапі прийнято, що виконані роботи з утеплення будівельних конструкцій забезпечать зниження розрахункового опалювального навантаження мікрорайону в цілому майже на 10 % при прийнятій ефективності теплоізоляції окремої споруди 35 % ($\mu_0 = 0,65$). З урахуванням висновків роботи [3] як основний варіант для першого етапу обрано варіант 2 (див. таблицю 1), при якому утепленню підлягають найвіддаленіші на гілках мережі будівлі. Для порівняння розглянуто також варіант утеплення споруд однієї гілки мережі (варіант 3, 4). У варіанті 3 для утеплення обрано будівлі, що приєднані до більш короткої гілки мережі, у варіанті 4 – до більш довшої. Зниження витрат теплоти на опалення будівель є практично однаковим для названих варіантів. Однак вибір варіанта 2 дозволяє при однакових капітальних вкладеннях з варіантом 3 зменшити втрати теплоти у мікрорайонних мережах на 0,01 МВт. Додаткова річна економія у разі вибору варіанта 2 при тарифі на теплоту 415 грн./Гкал та тривалості опалювального періоду 191 діб становить більше 16 тис. грн./рік. Втрати теплоти при утепленні будівель довшої гілки приблизно на 1,3 % менше, ніж при утепленні споруд, що приєднані до короткої гілки мережі.

Остаточним результатом другого етапу виконання робіт з утеплення є 20 %-е зниження витрат теплоти на опалення. У доповнення до утеплених на першому етапі прийнято виконання робіт з теплоізоляції будівель № 25, 29–32. Як подальший розвиток варіанта 3 передбачене утеплення будівель № 19–22, 24, 25, 27, 28. Остаточне виконання робіт з утеплення споруд мікрорайону (3 етап) забезпечить зниження

розрахункових витрат теплоти на опалення на 35 %. Результати обчислень для варіантів подано у таблиці 1.

Таблиця 1.

Результати обчислень витрат теплоти трубопроводами опалювальної мережі

№	Номери утеплених будівель	Зниження витрат теплоти на опалення мікрорайону, $\mu_{\text{МК}}$	Тепловтрати трубопроводами, МВт		
			загальні	подавальна лінія	зворотна лінія
1	–	1,0	0,464	0,282	0,1872
2	19-22, 28, 27, 24, 5	0,893	0,446	0,28	0,166
3	5-9, 11	0,893	0,456	0,281	0,174
4	19-22, 13-17	0,896	0,45	0,281	0,169
5	19, 20-22, 24, 25, 27, 28, 5, 9, 29-32	0,8	0,437	0,279	0,158
6	19-22, 24, 25, 5-9, 11, 27, 28	0,8	0,443	0,279	0,164
7	всі будівлі	0,65	0,426	0,278	0,147

Висновки

1) Зменшення розрахункового опалювального навантаження будівель при утепленні обумовлює зменшення витрат теплоти трубопроводами мікрорайонної мережі (у першу чергу зворотних).

2) Для поетапного виконання робіт з утеплення на протязі декількох сезонів більш привабливим, з точки зору зменшення тепловтрат трубопроводами мережі, є варіант утеплення спочатку найвіддаленіших від центрального теплового пункту споруд.

3) При виборі варіанта утеплення будівель однієї з гілок мережі слід враховувати, що при утепленні споруд, приєднаних до гілки більшої довжини, сумарні втрати теплоти опалювальною мережею менше.

Список літератури: 1. *Алексахин, А. А.* Показатели работы системы отопления функционирующего здания при дополнительной теплоизоляции строительных конструкций [Текст] / *А. А. Алексахин, А. В. Бобловский, И. Л. Деркач* // Энерго- и ресурсосберегающие технологии в системах теплогазоснабжения и вентиляции. Сборник трудов XIII международной науч.-техн. конференции. – Пенза : ПГУАС, 2011. – С. 103–108. 2. *Тепловая изоляция.* Справочник строителя / Под ред. *Г. Ф. Кузнецова.* – М. : Стройиздат, 1982. – 336 с. 3. *Алексахин, А. А.* Теплотери трубопроводами отопительной сети при изменении расчетной отопительной нагрузки зданий микрорайона [Текст] / *А. А. Алексахин, А. В. Бобловский* // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – № 9. – С. 20–27. – ISSN 2218-1849.

Bibliography (transliterated): 1. *Aleksahin A. A., A. V. Boblovskij and I. L. Derkach.* "Pokazateli raboty sistemy otopenija funkcionirujushhego zdaniya pri dopolnitel'noj teploizoljicii strojkonstrukcij." *Jenergo- i resursosberegajushhie tehnologii v sistemah teplogazosnabzhenija i ventiljicii. Sbornik trudov XIII mezhdunarodnoj nauch.-tehn. konferencii.* Penza : PGUAS, 2011. 103–108. Print. 2. *Teplovaja izoljacija. Spravochnik stroitelja.* Ed. *G. F. Kuznecova.* Moscow : Strojizdat, 1982. Print. 3. *Aleksahin A. A., and A. V. Boblovskij.* "Teplopoteri truboprovodami otopitel'noj seti pri izmenenii raschetnoj otopitel'noj nagruzki zdaniy mikrorajona." *Jenergosberezhenie. Jenergetika. Jenergoaudit* 9 (2011): 20–27. Print.

Надійшла (received) 01.02.2015

УДК 621.43.016 : 666.94

Ю. В. ШУЛЬГІН, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХП»;
Я. В. ЖНІТОВ, аспірант НТУ «ХП»

ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ У ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА ЗАЛІЗОБЕТОНУ

Теплові установки застосовуються для тепловологістної обробки бетонних виробів. Тепловологістна обробка здійснюється в теплових установках різної конструкції, але із застосуванням різних видів теплоенергоносіїв. У зв'язку з цим є актуальним виявлення раціонального теплоенергоносія з точки зору мінімальної собівартості тепловологістної обробки. Представлена авторами стаття є дослідженням ефективності енергоносіїв, які застосовуються в теплових установках для теплової обробки залізобетонних виробів.

Ключові слова: тепла обробка, енергоносії, витрата, бетон, енергоефективність.

Постановка завдання у загальному вигляді

В основі сучасного інтенсивного виробництва виробів збірного залізобетону і прискореного зведення монолітних залізобетонних конструкцій лежить теплотехнологія бетону. Саме ця технологія, використовувана в Україні стосовно до самотвердіючої системі «цемент-вода», є економічно обґрунтованою та успішно вирішує завдання досягнення необхідної якості виробів при високій продуктивності. Однак цей процес і в цілому виробництво бетону та залізобетону ще досить енергоємні, і дієвим стимулом і напрямком їх розвитку є енерго- та ресурсозбереження.

Аналіз останніх досягнень і публікацій

Дослідження багатьох авторів показують [1], що питання енергозбереження та раціонального використання енергоносія є визначальним у формуванні ціни на залізобетонні вироби. Визначення раціонального енергоносія повинно проводитися для кожної країни індивідуально, виходячи з конкретної економічної ситуації [2].

Виділення невирішеної частини загальної проблеми

Висока енергоємність при виробництві залізобетону обумовлює необхідність пошуку, розробки та аналізу шляхів зниження енергоємності і матеріальних витрат.

Формулювання цілей статті

Метою статті є аналіз існуючих способів виробництва залізобетонних виробів та визначення перспективних напрямків їх вдосконалення.

Виклад основного матеріалу

Результати виконаного енергетичного обстеження декількох Харківських заводів бетону і залізобетону дозволили уточнити структуру заводських енерговитрат (табл. 1) розкрити значні резерви енергозбереження, зокрема, економії теплової енергії і палива (табл. 2).

Сучасні українські підприємства, що успадкували потужні централізовані внутрішньозаводські енергетичні системи, не можуть працювати за принципом високої енергоефективності. При цьому відношення спожитої енергії до виробленої не повинно бути нижче 0,9.

А відношення корисної енергії до спожитої – не нижче 0,8. Такі показники з результуючим ККД не нижче 0,7 не досяжні для централізованих заводських систем і, в першу чергу, систем теплових і стисненого повітря, що працюють з ККД, рівним 0,1..0,3.

Шляхи підвищення енергоефективності існуючих централізованих енергосистем досить затратні і малоефективні. Децентралізація цих систем – найбільш результативний шлях підвищення заводської енергоефективності. При загальній користі цього напрямку з системи централізованого енергопостачання насамперед слід вивести технологічне енергоспоживання, що становить (40–60) % в енергобалансі підприємства [3].

Таблиця 1.

Структура теплоспоживання на заводах бетону і залізобетону в зимовий період

№ п/п	Споживачі теплової енергії	Енерговитрати, %	Резерв енергозбереження, %
1	Котельня підприємства	8	3
2	Заводські теплотраси	12	2
3	Технологія: теплова обробка виробів; підігрів інертних матеріалів; підігрів води при приготуванні бетонних матеріалів	40 12 3	15 6 1
4	Опалення, вентиляція, гаряче водопостачання	25	8
5	Загалом	100	35

Таблиця 2.

Показники резерву енергозбереження в теплових системах підприємств бетону та залізобетону

№ п/п	Найменування підприємства	Об'єм виробництва річний, тис. м ³	Витрата газу фактична за рік, млн. нм ³	Економія газу за рік при забезпеченні нормативного теплоспоживання, млн. нм ³
1	ПАТ «Курязький домобудівний комплекс»	300	16,5	3,3
2	ЗАТ Завод ЗБК-5	130	8,70	1,75
3	Загалом: середнє значення	215	12,6	2,52

Технічні варіанти децентралізації заводського теплопостачання можуть бути вирішені на базі наступних автономних систем:

1) газових на основі: автономних парових або водогрійних котлів; теплогазогенераторів прямого та непрямого нагріву; газопроменевих нагрівачів модульних або лінійних;

2) рідкопаливних на основі: парогенераторів; генераторів гарячого повітря прямого та непрямого нагріву (теплогенераторів);

3) електричних на основі: автономних котлів парових або водогрійних калориферів; нагрівачів панельних або ТЕНів; інфрачервоних нагрівачів; індукційних нагрівачів; електродного нагріву бетонної суміші.

Найбільш ефективними автономними способами теплової обробки бетону, порівняно з існуючим централізованим паропрогрівом, є електророзігрів бетонної суміші і термообробка виробів у середовищі продуктів згоряння газу (табл. 3).

Прикладами ефективного застосування автономних газових теплогенераторів прямого нагріву типу ТРГ (камери теплової обробки виробів ямні та тунельні), ВЗ – повітрянагрівачі змішувальні (бункери з підігрівом піску та щебню), ВГС та ВРК (нагрів середовища у виробничих приміщеннях) є підприємства ПАТ «Курязький домобудівельний комплекс» та ЗАТ «Завод ЗБК-5» (обидва м. Харків).

Незалежно від способу тепlopідвода та системи теплопостачання теплових агрегатів, режими теплової обробки виробів у них повинні відповідати критеріям

енергоефективності, згідно з яким визначається мінімальна тривалість активного періоду теплової обробки, пов'язаного з енергоспоживанням. Одним з таких критеріїв обмеження технологічного енергоспоживання є міцність бетону на рівні (30–40) % R_m , якій відповідає певний, залежний від групи цементу, розмір переданих бетону градусогодин, після якого процес твердіння при повільному охолодженні має ланцюговий характер, незалежний від зовнішнього теплового впливу.

Шлях технічного удосконалення відомих теплових методів з зовнішнім по відношенню до ущільненого бетону теплопідводом по результативності практично себе вичерпав у разі використання продуктів згоряння газу. Він дозволяє підняти тепловий ККД процесу до 30 %, а іноді до 60 % [4].

Таблиця 3.

Енергетичні характеристики способів теплової обробки бетону

№ п/п	Способи теплової обробки бетону	Характеристики способів		
		Середній тепловий ККД у період розігріву	Витрата енергії питома	Витрата палива питома, кг·у.п. м ³
1	Електророзігрів бетонної суміші	0,93	30–40 кВт·год/м ³	9,6–12,8
2	Електрообігрів виробів у камерах	0,42	80–120 кВт·год/м ³	25,6–38,4
3	Теплова обробка у середовищі продуктів згоряння газу	0,26	15–20 нм ³ /м ³	17,1–22,8
4	Теплова обробка з використанням рідкопаливних теплогенераторів	0,22	15–20 кг/м ³	20,3–27,1
5	Паропрогрів централізований: фактичний; нормативний	0,10	0,3–0,4 Гкал/м ³	51–68
		0,20	0,15–0,2 Гкал/м ³	25,5–34
6	Паропрогрів автономний (газ-пар)	0,30	0,12–0,15 Гкал/м ³	20–25

Нова тепла схема теплотехнології бетону передбачає реалізацію прискореного електророзігріву бетонної суміші до її укладання у форми і ущільнення.

Принципи такої схеми є якісно новими, незважаючи на те, що в основі своєї відомі:

1) використання бетонної суміші як провідника електричного струму з хорошими на ранній стадії електропровідними властивостями;

2) реалізація раннього, швидкого і рівномірного прогрівання бетону:

а) з початковим цільовим розігрівом розчинної складової, що активізує процеси гідратації цементу та структуроутворення бетону;

б) подальшим нагріванням шляхом теплопередачі крупного заповнювача як акумулятора теплової енергії для наступної стадії «термоса»;

в) ущільненням (вібрація, пресування, трамбування, центрифугування, привантажувач) розігрітого бетону і практичною реалізацією при цьому прихованих фізичних резервів підвищення енергоефективності та якості виробів;

г) термосним витримуванням виробів і конструкцій на постах ліній і в традиційних теплових агрегатах з використанням акумуляованої енергії без енергоспоживання до набору бетоном розпалубочної міцності.

Електророзігрів бетонної суміші, заснований на використанні електропровідних властивостей цементноводної рідкої фази, є енергетично і технологічно ефективним тепловим методом прискорення твердіння бетону, що дозволяє:

1) сконцентрувати процес теплової обробки бетону в часі і просторі як у заводських, так і в будівельних умовах;

2) прогрівати бетон швидко в ранньому віці, в період найбільшої концентрації реагуючих речовин;

3) витіснити при подальшому ущільненні бетону повітря і водяну пару, що розширилися, забезпечивши цим сприятливий термонапружений стан, і отримати в подальшому, при охолодженні, бетон без тріщин з більш щільною структурою;

4) ефективно акумулювати теплову енергію в масі бетону в період його найбільшої електро- і теплопровідності з незначною тепловіддачею малотеплоємкому матеріалу форм або опалубки;

5) здійснювати розігрів, укладання і ущільнення бетонної суміші в широкому діапазоні температур в залежності від умов;

6) ефективно поєднувати тепловий вплив з застосуванням пластифікуючих хімічних добавок прискорювачів твердіння бетону;

7) істотно спростити і підвищити надійність системи автоматичного керування, регулювання і контролю.

Технічне рішення електророзігріву бетонної суміші повинно відповідати наступним принципам:

1) відсутність, по можливості, значних за обсягом скупчень попередньо розігрітої бетонної суміші поза формами або опалубками; швидкий і рівномірний розігрів суміші в межах невеликих ділянок або обсягів;

2) відсутність можливості передчасного схоплювання бетонної суміші; збереження електропровідних властивостей і рухливості бетонної суміші за час розігріву;

3) непорушність суцільності прогріваємого об'єму бетонної суміші; самоочищення електродів;

4) технічна простота, надійність, безпека; сумісність з будь-якими бетонованими конструкціями і технологіями.

Існуюча в даний час тепла схема теплотехнології бетону, розподілена в часі (досить тривалий) і просторі (багато камер, стендів, агрегатів із системою теплопостачання), недостатньо використовує енергетичний і міцностний потенціал вхідних матеріалів [5].

Оцінка комплексного ефекту, який дає заводська теплотехнологія бетону на основі електророзігріву бетонної суміші, у порівнянні з традиційним паропрогрівом виробів наведена в табл. 4: енергетичний ефект – витрата палива скорочується більш ніж в 3 рази (п. 3); екологічний ефект – обсяг спалюваного газу і викиди в атмосферу скорочуються майже в 2,5 рази.

Оцінити технічні переваги теплотехнології бетону з електророзігрівом бетонної суміші і порівняти цю технологію за техніко-економічними показниками з найбільш ефективним прогріванням бетону в середовищі продуктів згоряння природного газу дають можливість дані наведені у табл. 5.

Таблиця 4.

Показники ефективності нової схеми тепло технології бетону

№ п/п	Найменування показників	Одиниця вимірювання	Значення показників при тепловій обробці	
			з паропрогрівом виробів	з електророзігрівом суміші
1	Витрата енергії агрегатна	Гкал/м ³	0,20–0,3	—
		кВт·год/м ³	—	30–40
2	Витрата енергії повна	Гкал/м ³	0,25–0,37	—
		кВт·год/м ³	—	37–50
3	Витрата палива	кг у.п./м ³	42,5–64	12–16

Окончание таблицы 4

4	Витрата газу	нм ³ /м ³	37,3–56	10,5–14
5	Оцінка маси шкідливих викидів в атмосферу в еквіваленті CO ₂ (технологічна): маса викидів питома	кг/м ³	64	21,5–28,6
6	Маса річна на завод с об'ємом виробництва 100 тис. м ³ : втрата газу річна на технологію маса викидів річна	млн. нм ³ т	3,125 6400	1,05–1,4 2150–2860

Таблиця 5.

Техніко-економічні показники методів теплової обробки залізобетонних виробів з використанням продуктів згоряння природного газу та електророзігріву бетонної суміші

№ п/п	Найменування показників	Одиниця вимірювання	Значення показників при теплової обробці виробів з використанням	
			Продуктів згоряння природного газу	Електророзігріву бетонної суміші
1	Продуктивність лінії	м ³	25000	25000
2	Кількість камер ямних	шт.	10	10
3	Витрата енергії питома: електрична; теплова; газу; палива	кВт·год/м ³ Гкал/м ³ нм ³ /м ³ кг·у.п./м ³	— 0,15–0,2 18–25 20,5–28,5	28 (Δt = 40 °C) 0,024 — 9
4	Тепловий ККД	%	12–16	95
5	Оцінка капітальних витрат на основне обладнання	грн.	500 000	125 000

Висновки по роботі і перспективи

На основі порівняння результатів дослідження певних заводів і методик теплової обробки бетону можна зробити висновок про доцільність застосування електророзігріву для теплової обробки бетону. Розглянуті методи та технічні рішення енергозберігаючої технології виготовлення залізобетонних виробів і конструкцій визначають як конкретні шляхи вдосконалення виробництва на основі децентралізації внутрішньозаводських енергосистем, так і напрямок, що забезпечує в перспективі комплексний енерготехнологічний ефект.

Список літератури: 1. *Торопова, М. В.* Влияние тепловлажностной обработки на структурообразование и эксплуатационные свойства бетона [Текст] : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.23.05 / Мария Владиевна Торопова. – Иваново, 2002. – 130 с. : ил. РГБ ОД. 2. *Кошельник, В. М.* Основи проектування теплотехнічних установок підприємств промисловості будівельних матеріалів [Текст] : навч. посібник / В. М. Кошельник, Ю. В. Шульгін, О. В. Кошельник, В. В. Соловей ; Харківський політехнічний ін-т, нац. техн. ун-т. – Харків : Підручник НТУ «ХПІ», 2013. – 216 с. – ISBN 978-966-2426-85-4 3. *Баженов, Ю. М.* Технология бетонных и железобетонных изделий [Текст] / Ю. М. Баженов, А. Г. Комар. – М. : Стройиздат, 1984. – 215 с. 4. *Перегудов, В. В.* Тепловые процессы и установки в технологии строительных изделий и деталей [Текст] / В. В. Перегудов, М. И. Роговой. – М. : Стройиздат, 1983. – 187 с. 5. *Безверхий, А. А.* Изменение прочности бетонов во времени [Текст] / А. А. Безверхий // Технологии бетонов. – 2009. – № 5. – с. 38–40. – ISSN 1813-9787.

Bibliography (transliterated): 1. *Toropova, M. V.* *Vlijanie teplovlazhnostnoj obrabotki na strukturoobrazovanie i jekspluatacionnye svojstva betona.* Ivanovo, 2002. Print. 2. *Koshel'nik, V. M., et al.* *Osnovi proektuvannja teplotehnichnih ustanovok pidpriemstv promislovosti budivel'nih materialiv.* Kharkiv : NTU "HPI", 2013. ISBN 978-966-2426-85-4. Print. 3. *Bazhenov, Ju. M., and A. G. Komar.* *Tehnologija betonnyh i zhelezobetonnyh izdelij* Moscow : Strojizdat, 1984. Print. 4. *Peregudov, V. V., and M. I. Rogovoj* *Teplovyje processy i ustanovki v tehnologii stroitel'nyh izdelij i detalej.* Moscow : Strojizdat, 1983. Print. 5. *Bezverhij, A. A.* "Izmenenie prochnosti betonov vo vremeni." *Tehnologii betonov* 5 (2009): 38–40. ISSN 1813-9787. Print.

Поступила (received) 09.02.2015

РЕФЕРАТИ

УДК 62.135

Дослідження аеродинамічних і енергетичних характеристик вихлопного відсіку ЦНТ у діапазоні режимів [Текст] / В. Л. Швецов, І. І. Кожешкурт, В. О. Конєв, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 5–13. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконано чисельне дослідження аеродинамічних і енергетичних характеристик вихлопного відсіку ЦНТ потужної парової турбіни у складі «останній ступінь ЦНТ – вихлопний патрубок – камера видалення вологи – перехідний патрубок у діапазоні режимів. Дискутуються структура течії і характеристики відсіку на номінальному і частинних режимах, ефект інжекції надбандажної струмини в залежності від режиму. Показано низьку ефективність інжекції в умовах неосьового виходу пари з останнього ступеня.

Ключові слова: останній ступінь ЦНТ, осерадіальний дифузор, вихлопний патрубок, система видалення вологи, волога пара, чисельне моделювання, частинні режими.

УДК 621.43.056

Дослідження особливостей робочого процесу камери згоряння ГТД потужністю 2,5 МВт, що працює на синтез-газі [Текст] / С. І. Сербин, Н. О. Гончарова, В. В. Вілкул // Віс Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 14–18. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Стаття присвячена питанням числового моделювання робочих процесів камер згоряння газотурбінних двигунів, що працюють на синтез-газі. Авторами досліджено питання можливості застосування синтез-газів в якості основного палива для камер згоряння. Розглянуто питання необхідності застосування конструктивних модифікацій паливоспалюючих пристроїв з метою застосування *RQL*-технології для поліпшення екологічних характеристик існуючих камер згоряння газотурбінних двигунів.

Ключові слова: камера згоряння, синтез-газ, *RQL*-технологія, математичне моделювання, згоряння.

УДК 621.039.5; 621.438

Вплив ККД елементів блоку перетворення енергії на ефективність циклу модульної ЯЕУ з газоохолоджувальним гелієвим реактором [Текст] / А. А. Халатов, С. Д. Северин, Т. В. Дониц // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 19–25. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконано розрахунок термодинамічного циклу блоку перетворення енергії модульної ядерної енергетичної установки з високотемпературним гелієвим реактором тепловою потужністю 250 МВт в режимі вироблення електроенергії та в комбінованому режимі. Представлений аналіз впливу ККД компресора високого і низького тиску, гелієвої турбіни і ступеня регенерації теплоти на ефективність циклу ядерної енергетичної установки.

Ключові слова: модульна ядерна енергетична установка, газоохолоджувальний гелієвий реактор, газотурбінна установка, складний термодинамічний цикл, ефективність циклу.

УДК 621.165.62-192

Управління ресурсом корпусних деталей парових турбін [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 26–31. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Розрахункове дослідження ресурсних характеристик високотемпературних корпусних елементів парової турбіни дозволяє керувати залишковим ресурсом. Управління залишковим ресурсом забезпечується зміненням режимів експлуатації, удосконаленням теплової схеми, видаленням пошкодженого металу, зміненням конструкції в об'ємах розширеного капітального ремонту обладнання і т.п. Подача гарячої пари сусідніх енергоблоків на передні кінцеві ущільнення ЦВТ і ЦСТ парової турбіни К-200-130 ЛМЗ викличе покращення ресурсних характеристик корпусів високого і середнього тиску більш, ніж на 50 %.

Ключові слова: управління ресурсом, залишковий ресурс, високотемпературні елементи парової турбіни, корпус, циліндр високого тиску, циліндр середнього тиску, теплова схема ТЕС.

УДК 620.179.14

Діагностування термонапруженого стану і оцінка спрацювання ресурсу роторів високого та середнього тиску турбіни Т-250/300-240 [Текст] / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармаш, Ю. Г. Єфремов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 32–37. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлені основні особливості визначення термонапруженого стану і оцінки спрацювання ресурсу високотемпературних роторів високого та середнього тиску парової турбіни Т-250/300-240 на реальних режимах роботи турбоагрегату. Для визначення фактичних режимів роботи, граничних умов теплообміну по ступеням і ущільненням роторів використовуються дані автоматичної системи управління технологічними параметрами (АСУ ТП), які визначаються при експлуатації турбіни. Нестационарні температурні поля і термонапружений стан у високотемпературних роторах одержані за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). Для оцінки спрацювання ресурсу визначається пошкодженість від малоциклової втоми і повзучості у найбільше небезпечних зонах роторів.

Ключові слова: термонапружений стан, ротор, турбіна, технологічні параметри, пошкодженість.

УДК 531.781.2

Дослідження вібронапруженого стану елементів ГТД з використанням високотемпературних плівкових тензорезисторів [Текст] / Ю. О. Гусєв, Кахраї Камбіз, Г. А. Прочан, Ю. А. Яковлєв // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 38–43. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено умови, за яких проводяться дослідження вібронапруженого стану лопаток турбін ГТД із застосуванням тензорезисторів. Розглядаються тензорезистори з плівковим чуттєвим елементом (ВПТ) на основі платини і металокераміки та ізолятором – підкладкою із високотемпературного цементу фосфатного твердіння та методика досліджень вібротреформацій елементів ГТД з їх застосуванням. Наведені результати випробувань високотемпературного плівкового тензорезистора на віброміцність і схема технологічного процесу їх закріплення (нанесення) на лопатці турбіни. Наведено результати застосування високотемпературних плівкових тензорезисторів.

Ключові слова: тензорезистор, чутливий елемент, ізолятор-підкладка, сполучна, газотурбінний двигун, турбокомпресор, робоча лопатка, віброміцність, резонанс, вібростенд.

УДК 621.165

Модернізація програмного комплексу DNA для розрахунку теплових схем ПТУ [Текст] / А. В. Бойко, А. П. Усатий, Н. С. Шаповалова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 44–49. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Стаття присвячена питанню модернізації програмного комплексу *DNA* для розрахунку теплових схем паротурбінних установок. Основною метою є створення нових моделей елементів теплообмінного обладнання для моделювання та їх інтеграції у існуючий програмний комплекс з метою його модернізації та підвищення ефективності. Отримана програма з розширеними функціональними можливостями і проведено моделювання теплової схеми однієї з модифікацій турбоустановки К-300-240. Наведено результати моделювання схеми з існуючими та новими компонентами. Зроблено висновки щодо подальших перспектив розвитку даного напрямку.

Ключові слова: *DNA*, ПТУ, моделювання, теплова схема, модифікація

УДК 536.24:532.55

Теплообмін та гідродинамічний опір при поперечному обтіканні повітрям першого ряду пучка труб з сферичними заглибленнями [Текст] / А. А. Халатов, А. Ж. Мейріс, Т. В. Доник, А. В. Гамрецька // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 50–53. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Створена експериментальна установка і проведені тестові дослідження. Проведені експериментальні дослідження середнього теплообміну і гідродинамічного опору при обтіканні пучків труб з сферичними заглибленнями на поверхні. На першому етапі вивчений середній теплообмін і гідродинамічний опір для першого ряду шахового пучка.

Ключові слова: теплообмін, гідродинамічний опір, пучки труб, сферичні заглиблення.

УДК 621.165

CFD моделювання горіння газу при різних початкових умовах та діаметрах капелів палива [Текст] / Масуд Хадживанд // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 54–66. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

У даній статті представлено чисельне моделювання характеристик струменів паливних форсунок при різних умовах розпилу в трубчастих камерах згорання з подвійним етапом радіального завихорення. Розпил палива включає два основні послідовні етапи: первинний і вторинний розпил палива. Первинний розпил моделюється лінеаризованою нестабільністю листа розпилу (*LISA*), який в основному використовується у форсунках з великим тиском розпилу палива і числом завихорень. Вторинний розпил моделюється аналогією моделі розпилу Тейлора (*TAB*).

Ключові слова: первинний розпил, горіння газу, форсунка, струмінь.

УДК 621.165:532.6

Методи проектування турбін радіально-осевого типу для когенераційної установки ORC, що використовує в якості робочого тіла силікатне масло (MDM) [Текст] / П. Клонович, Р. Русанов, П. Лампарт, А. Русанов, Т. К. Сухоцьки, Я. Сурвило // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 67-77. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-774X.

Описано два методи проектування проточних частин турбін радіально-осевого типу для когенераційної установки, що працює по органічному циклу Ренкіна, та використовує в якості робочого тіла силікатне масло (*MDM*). Попереднє проектування проточної частини базується на методі 1D розрахунків та попереднього вибору основних геометричних характеристик. Остаточний доведення геометрії проточної частини включає в себе також методи побудови 3D геометрії і методів 3D розрахунку течії в проточній частині турбіни. Модель 3D турбулентної течії реалізована в програмному комплексі *IPMFlow*, який є розвитком програм *FlowER* і *FlowER-U* та програмному комплексі *ANSYS*. Наведено приклади розроблених проточних частин турбін енергетичних машин потужністю 100 кВт.

Ключові слова: когенераційна установка, органічний цикл Ренкіна, *CFD*, радіально-осевова турбіна.

УДК 621.165

Течія без осевої симетрії крізь решітку турбомашини, що обертається, на поверхні S_2 [Текст] / В. П. Суботович, О. Ю. Юдін // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 78–81. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто відносну сталу течію ідеального газу крізь решітку, що обертається, осевої турбомашини. Поверхні течії S_2 являються скрученими довільним чином поверхнями. Використовується циліндрова система координат, однак вектор швидкості потоку однозначно визначений не трьома проєкціями на координатні вісі, а тільки двома проєкціями на напрями, які однозначно задаються геометрією поверхні течії. Для розрахунку течії без осевої симетрії в шарі змінної товщини одержано точне рівняння кількості руху.

Ключові слова: робоча решітка турбомашини, ідеальний газ, рівняння кількості руху.

УДК 532.5+536.423.18

Перспективи застосування гідропарових турбін при освоєнні низькопотенційного тепла промислових і природних вод [Текст] / Б. О. Трошенькін, В. Б. Трошенькін // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 82–88. – Бібліогр.: 21 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто недоліки електростанцій, що використовують різницю температур, води в океані. Запропоновано енергетичну установку з гідропаровою турбіною, що усуває ці недоліки. Дано аналіз термодинамічних циклів з гідропаровою і паровою турбінами. Показано, що запропонована енергоустановка в 2,4 рази ефективніше відомої установки Клода-Бушера. Для зниження опору трубопроводів плинущої теплої і холодної води запропоновано додавати в потоки полімери, одержувані на основі газів, що виділяються під вакуумом з морської води. Показано доцільність застосування гідропарових турбін при використанні низькопотенціального тепла конденсаційних електростанцій.

Ключові слова: енергоустановка, гідропарова турбіна, ККД, розчинні полімери.

УДК 536.27

Вплив поздовжньої теплопровідності на динамічні і статичні характеристики пластинчастих теплообмінних апаратів [Текст] / О. О. Шевелев, В. Г. Павлова, С. Ю. Абдуллін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 89–96. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглядається чисельний метод визначення динамічних і статичних характеристик пластинчастих теплообмінників з противоточної схеми руху теплоносіїв. Чисельний метод розроблено на основі неявних різницевих схем. Наводяться результати багатоваріантних розрахунків перехідних процесів модуля теплообмінника з урахуванням поздовжньої теплопровідності розділової стінки з алюмінію і сталі. Стационарне стан теплообмінника і його робочі характеристики розглядаються як закінчення перехідного процесу. В інтервалі прийнятих значень швидкості і температури потоків, товщини розділової стінки, поздовжня теплопровідність впливає на параметри перехідних режимів роботи теплообмінника, для стационарних станів цей вплив незначний.

Ключові слова: теплообмінний апарат, теплоносіїв, динаміка, теплопровідність, температура, знімання, крива розгону, алгоритм, постійна часу, різницева схема.

УДК 621.577

Порівняльний аналіз термoeкономічних моделей парокompресійної теплонасосної установки [Текст] / В. О. Тарасова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 97–107. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті розглянуті основні термoeкономічні моделі формування вартості тепла, виробленого парокompресійною теплонасосною установкою (ТНУ). При тестуванні термoeкономічних моделей застосовано універсальний метод оцінки якості енергетичних потоків, який засновано на рівняннях вартісних і ексергетичних балансів. Зроблено висновок про те, що розглянуті моделі працездатні і можуть бути застосовані для оцінки вартості тепла виробленого ТНУ. Однак для проведення поглибленого термoeкономічного аналізу ТНУ переважно використання моделі на основі негентропійного підходу, що дозволяє коректно оцінити вартості деструкції ексергії.

Ключові слова: негентропія, ексергія, термoeкономічна модель, теплонасосна установка.

УДК 621.577

Оптимальна потужність теплового насосу у комбінованих системах тепlopостачання для південного регіону України [Текст] / Г. А. Баласанян, О. А. Климчук, М. Б. Міняйло // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 108–111. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто проблеми впровадження теплових насосів в існуючі системи тепlopостачання. Вказані фактори, що впливають на ефективність використання тепла зовнішнього повітря тепловими насосами. Розглянуто обмеження використання одноступінчатих теплових насосів в існуючих системах опалення. Наведено результати порівняльного розрахунку техніко-економічних показників використання двох типів теплових насосів комбіновані системи тепло-постачання.

Ключові слова: теплові насоси, комбіновані системи тепlopостачання.

УДК 621.165

Особливості теплообміну в зазорі між ободом діафрагми і корпусом турбіни [Текст] / В. М. Голощанов, О. В. Котульський, Т. М. Парамонова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 112–116. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

У роботі наведено методику визначення граничних умов в зазорах між внутрішнім корпусом і ободом діафрагми, яка апробована при розрахунку температури та коефіцієнтів тепловіддачі для вказаних елементів конструкції четвертого ступеня ЦВТ парової турбіни К-325-23,5 ВАТ «Турбоатом» на режимі номінальної потужності. Вибір областей визначення граничних умов у зазорах наведено з урахуванням термічних опорів пограничних шарів.

Ключові слова: турбіна, обід діафрагми, проточна частина, граничні умови, термічний опір.

УДК 621.311.25

Аналіз методів та моделей оптимального розподілення навантажень між енергогенеруючими об'єктами [Текст] / **О. В. Ефімов, Т. В. Потаніна, Д. І. Кухтін, В. Л. Каверцев, Т. А. Гаркуша** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 117–123. – Бібліогр.: 18 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто методи та моделі оптимального розподілу навантажень між енергогенеруючими об'єктами. Вказані достоїнства і недоліки методів. Показано необхідність удосконалення методів і моделей оптимізації розподілу навантажень між енергогенеруючими об'єктами, що робить актуальними розробки та удосконалення математичного та алгоритмічного забезпечення, яке знаходиться у розпорядженні автоматизованих систем управління технологічними процесами енергоблоків АЕС та ТЕС.

Ключові слова: оптимізація, математична модель, метод, розподіл навантаження.

УДК 669.162.231

Розробка математичної моделі регенеративних теплообмінників систем енерго- і тепlopостачання високотемпературних теплотехнологічних агрегатів [Текст] / **О. В. Кошельнік, Д. В. Лавинський, С. В. Хавін, В. Г. Павлова, Е. П. Гордієнко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 124–131. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлена математична модель для розрахунку процесів теплообміну в теплоакмулюючих елементах регенеративних теплообмінників регенеративних теплообмінників систем енерго- та тепlopостачання високотемпературних теплотехнологічних агрегатів. Модель дозволяє одержати розрахункові дані щодо параметрів роботи регенераторів, температурного стану насадки, зміни параметрів теплоносіїв. Отримані дані можуть бути використані для вибору конструктивних і режимних параметрів регенераторів як при реконструкції діючих, так і при проектуванні нових систем енерго- і тепlopостачання високотемпературних теплотехнологічних агрегатів.

Ключові слова: регенеративний теплообмінник, теплотехнологічний агрегат, математичне моделювання.

УДК 621.44.533.697

Чисельне дослідження явища сепарації повної температури у потоках стисливої рідини [Текст] / **Ю. П. Кухтін, Г. І. Слинко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 132–140. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено результати чисельного дослідження та аналізу розподілу повної температури, що виникає в енергетично ізольованих потоках стисливої рідини. Чисельними дослідженнями показано, що дане явище притаманне також і потокам нев'язкої ідеальної рідини при наявності обертального руху її частинок. За результатами аналізу рівнянь законів збереження ідеального газу в циліндричній системі координат, а також результатами чисельного моделювання, зроблено висновки про причини перерозподілу повної температури.

Ключові слова: сепарація повної температури, стислива рідина.

УДК 519.2

Підвищення економічності паливовикористання в промислових печах [Текст] / **О. Д. Димитров, О. М. Шраменко, В. А. Пядухов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 141–146. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто вплив попереднього підігріву матеріалу та підігріву компонентів горіння за рахунок теплоти відхідних газів на економію палива в промислових печах при відомих значеннях коефіцієнта регенерації і коефіцієнта корисно використаної теплоти робочої камери. У висновках зроблені рекомендації щодо вибору доцільного способу внутрішнього використання теплоти відхідних з робочої камери продуктів згоряння з позицій підвищення продуктивності печі та економії палива.

Ключові слова: економія палива, піч, продукти згоряння, рекуперация.

УДК 621.165 : 519.63

Математичне моделювання течії середовища через лабіринтове ущільнення турбомашини [Текст] / **В. М. Пустовалов, Л. В. Фатіч, С. П. Науменко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 147–153. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено математичне моделювання гідродинаміки і тепловіддачі потоку середовища у прямооточному та ступінчатому лабіринтових ущільненнях турбомашин за допомогою комплексу прикладних програм. Зіставлення результатів з відповідним фізичним експериментом показало адекватність використаного підходу і обґрунтувало можливість застосування його при розв'язанні конкретних інженерних задач.

Ключові слова: турбомашини, лабіринтові ущільнення, гідродинаміка, тепловіддача, математичне моделювання.

УДК 658.24

Теплові втрати трубопроводами мікрорайонної опалювальної мережі в умовах зміни теплового навантаження будівель [Текст] / **О. О. Алексахін, О. В. Бобловський, С. В. Єна** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 154–156. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто вплив додаткової теплоізоляції будівель на тепловтрати трубопроводами мікрорайонної опалювальної мережі. Проаналізовано зміну теплових втрат в залежності від черговості утеплення будівель мікрорайону. Показано, що найменші тепловтрати характерні для варіанту утеплення найбільш віддалених від центрального теплового пункту будівель. Дани рекомендації, що при виборі варіанта утеплення будинків однією із гілок сеті треба враховувати, що при утепленні споруд, приєднаних до гілки більшої довжини, сумарні втрати теплоти опалювальною сіткою менші.

Ключові слова: централізоване тепlopостачання, теплові втрати, теплоізоляція будівель.

УДК 621.43.016:666.94

Дослідження можливостей енергозбереження у технології виробництва залізобетону FlowVision [Текст] / **Ю. В. Шульгін, Я. В. Жнітов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 157–161. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Теплові установки застосовуються для тепловологістної обробки бетонних виробів. тепловологістна обробка здійснюється в теплових установках різної конструкції, але із застосуванням різних видів теплоенергоносіїв. У зв'язку з цим є актуальним виявлення раціонального теплоенергоносія з точки зору мінімальної собівартості тепловологістної обробки. Представлена авторами стаття є дослідженням ефективності енергоносіїв, які застосовуються в теплових установках для теплової обробки залізобетонних виробів.

Ключові слова: тепла обробка, енергоносії, витрата, бетон, енергоефективність.

РЕФЕРАТЫ

УДК 62.135

Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД в диапазоне режимов [Текст] / **В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, В. А. Конев, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 5–13. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Выполнено численное исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека мощной паровой турбины в составе «последняя ступень ЦНД – выхлопной патрубков – камера удаления влаги – переходный патрубок» в диапазоне режимов. Обсуждаются структура течения и характеристики отсека на номинальном и частичных режимах, эффект инжекции и надбандажной протечки в зависимости от режима. Показана низкая эффективность инжекции в условиях неосевого выхода пара из последней ступени.

Ключевые слова: последняя ступень ЦНД, осерадиальный диффузор, выхлопной патрубков, система влагоудаления, влажный пар, численное моделирование, частичные режимы.

УДК 621.43.056

Исследование особенностей рабочего процесса камеры сгорания ГТД мощностью 2,5 МВт, работающей на синтез-газе [Текст] / **С. И. Сербин, Н. А. Гончарова, В. В. Вилкул** // Вісник НТУ

«ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 14–18. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Статья посвящена вопросам числового моделирования рабочих процессов камер сгорания газотурбинных двигателей, работающих на синтез-газе. Авторами исследованы вопросы возможности применения синтез-газов в качестве основного топлива для камер сгорания. Рассмотрены вопросы необходимости применения конструктивных модификаций топливосжигающих устройств с целью применения *RQL*-технологии для улучшения экологических характеристик существующих камер сгорания газотурбинных двигателей.

Ключевые слова: камера сгорания, синтез-газ, *RQL*-технология, математическое моделирование, горение.

УДК 621.039.5; 621.438

Влияние КПД элементов блока преобразования энергии на эффективность цикла модульной ЯЭУ с газоохлаждаемым гелиевым реактором [Текст] / А. А. Халатов, С. Д. Северин, Т. В. Доник // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 19–25. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Выполнен расчёт термодинамического цикла блока преобразования энергии модульной ядерной энергетической установки с высокотемпературным гелиевым реактором тепловой мощностью 250 МВт в режиме выработки электроэнергии и в комбинированном режиме. Представлен анализ влияния КПД компрессора высокого и низкого давления, гелиевой турбины и степени регенерации теплоты на эффективность цикла ядерной энергетической установки.

Ключевые слова: модульная ядерная энергетическая установка, газоохлаждаемый гелиевый реактор, газотурбинная установка, сложный термодинамический цикл, эффективность цикла.

УДК 621.165.62-192

Управление ресурсом корпусных деталей паровых турбин [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 26–31. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Расчётное исследование ресурсных характеристик высокотемпературных корпусных элементов паровой турбины позволяет управлять остаточным ресурсом. Управление остаточным ресурсом обеспечивается изменением режимов эксплуатации, усовершенствованием тепловой схемы, удалением повреждённого металла, изменением конструкции в объёмах расширенного капитального ремонта оборудования и т.д. Подача горячего пара соседних энергоблоков на передние концевые уплотнения ЦВД и ЦСД паровой турбины К-200-130 ЛМЗ вызовет улучшение ресурсных характеристик корпусов высокого и среднего давления более, чем на 50 %.

Ключевые слова: управление ресурсом, остаточный ресурс, высокотемпературные элементы паровой турбины, корпус, цилиндр высокого давления, цилиндр среднего давления, тепловая схема ТЭС.

УДК 620.179.14

Диагностирование термонапряженного состояния и оценка срабатывания ресурса роторов высокого и среднего давления турбины Т-250/300-240 [Текст] / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Н. Г. Гармаш, Ю. Г. Ефремов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 32–37. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены основные особенности определения термонапряженного состояния и оценки срабатывания ресурса высокотемпературных роторов высокого и среднего давления паровой турбины Т-250/300-240 на реальных режимах работы турбоагрегата. Для определения фактических режимов работы, граничных условий теплообмена по ступеням и уплотнениям роторов используются данные автоматической системы управления технологическими параметрами (АСУ ТП), определяемые при эксплуатации турбины. Нестационарные температурные поля и термонапряженное состояние в высокотемпературных роторах получены с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Для оценки срабатывания ресурса определяется повреждаемость от малоциклового усталости и ползучести в наиболее опасных зонах роторов.

Ключевые слова: термонапряженное состояние, ротор, турбина, технологические параметры, повреждаемость.

УДК 531.781.2

Исследования вибронпряженного состояния элементов ГТД с применением высокотемпературных пленочных тензорезисторов [Текст] / Ю. А. Гусев, Кахраи Камбиз, Г. А. Прочан, Ю. А. Яковлев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й

устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 38–43. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Приведены условия, при которых проводятся исследования вибронпряженного состояния лопаток турбин ГТД с применением тензорезисторов. Рассматриваются тензорезисторы с пленочным чувствительным элементом (ВПТ) на основе платины и металлокерамики и изолятором – подложкой из высокотемпературного цемента фосфатного твердения и методика исследований вибродеформаций элементов ГТД с их применением. Приведены результаты испытаний высокотемпературного пленочного тензорезистора на вибропрочность и схема технологического процесса их закрепления (нанесения) на лопатке турбины. Приведены результаты применения высокотемпературных пленочных тензорезисторов.

Ключевые слова: тензорезистор, чувствительный элемент, изолятор-подложка, связующее, газотурбинный двигатель, турбокомпрессор, рабочая лопатка, вибропрочность, резонанс.

УДК 621.165

Модернизация программного комплекса *DNA* для расчета тепловых схем ПТУ [Текст] / **А. В. Бойко, А. П. Усатый, Н. С. Шаповалова** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 44–49. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Статья посвящена вопросу модернизации программного комплекса *DNA* для расчета тепловых схем паротурбинных установок. Основной целью является создание новых моделей элементов теплообменного оборудования для их интеграции в существующий программный комплекс с целью его модернизации и повышения эффективности. Получена программа с расширенными функциональными возможностями и проведено моделирование тепловой схемы одной из модификаций турбоустановки К-300-240. Приведены результаты моделирования схемы с существующими и новыми компонентами. Сделаны выводы о дальнейших перспективах развития данного направления.

Ключевые слова: *DNA*, ПТУ, моделирование, тепловая схема, модификация.

УДК 536.24:532.55

Теплообмен и гидродинамическое сопротивление при поперечном обтекании воздухом первого ряда пучка труб со сферическими углублениями [Текст] / **А. А. Халатов, А. Ж. Мейрис, Т. В. Доник, А. В. Гамрецкая** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 50–53. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Создана экспериментальная установка и проведены тестовые исследования. Проведены экспериментальные исследования среднего теплообмена и гидродинамического сопротивления при обтекании пучков труб со сферическими углублениями на поверхности. На первом этапе изучен средний теплообмен и гидродинамическое сопротивление для первого ряда шахматного пучка.

Ключевые слова: теплообмен, гидродинамическое сопротивление, пучки труб, сферические углубления.

УДК 621.165

CFD моделирование горения керосина при различных начальных условиях и диаметрах капель топлива [Текст] / **Масуд Хадживанд** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 54–66. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

В данной статье представлено численное моделирование характеристик струй топливных форсунок при различных условиях распыления в трубчатых камерах сгорания с двойным этапом радиального завихрения. Распыл топлива включает два основных последовательных этапа: первичный и вторичный распыл топлива. Первичный распыл моделируется линеаризованной нестабильностью листа распыления (*LISA*), который в основном используется в форсунках с большим давлением распыла топлива и числом завихрений. Вторичный распыл моделируется аналогией модели распыла Тейлора (*TAB*).

Ключевые слова: первичный распыл, горение керосина, форсунка, струя.

УДК 621.165:532.6

Методы проектирования турбин радиально-осевого типа для когенерационной установки ORC, использующая в качестве рабочего тела силикатное масло (MDM) [Текст] / **П. Клонович, Р. Русанов, П. Лампарт, А. Русанов, Т. К. Сухоцки, Я. Сурвило** // Вісник НТУ «ХП». Серія:

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 67–77. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-774X.

Описано два метода проектирования проточных частей турбин радиально-осевого типа для когенерационной установки, работающей по органическому циклу Ренкина, использующей в качестве рабочего тела силикатное масло (*MDM*). Предварительное проектирование проточной части основано на методе *1D* расчетов и предварительного выбора основных геометрических характеристик. Окончательная доводка геометрии проточной части включает в себя также методы построения *3D* геометрии и методов *3D* расчета течения в проточной части турбины. Модель *3D* турбулентного течения реализована в программном комплексе *IPMFlow*, который является развитием программ *FlowER* и *FlowER-U* и программном комплексе *ANSYS*. Представлены примеры разработанных проточных частей турбин энергетических машин мощностью 100 кВт.

Ключевые слова: когенерационная установка, органический цикл Ренкина, *CFD*, радиально-осевая турбина

УДК 621.165

Поток без осевой симметрии через вращающуюся решетку турбомашин на поверхности тока S_2 [Текст] / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 78–81. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрено относительное установившееся течение идеального газа через вращающуюся решетку осевой турбомашин. Поверхности тока S_2 являются скрученными произвольным образом поверхностями. Используется цилиндрическая система координат, однако вектор скорости потока однозначно определен не тремя проекциями на координатные оси, а только двумя проекциями на направления, которые однозначно задаются геометрией поверхности тока. Для расчета течения без осевой симметрии в слое переменной толщины получено точное уравнение количества движения.

Ключевые слова: вращающаяся решетка, идеальный газ, уравнение количества движения.

УДК 532.5+536.423.18

Перспективы применения гидропаровых турбин при освоении низкопотенциального тепла промышленных и природных вод [Текст] / Б. А. Трошенькин, В. Б. Трошенькин // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 82–88. – Бібліогр.: 21 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрены недостатки электростанций использующих разность температур воды в океане. Предложена энергетическая установка с гидропаровой турбиной, устраняющая эти недостатки. Дан анализ термодинамических циклов с гидропаровой и паровой турбинами. Показано, что предлагаемая энергоустановка в 2,4 раза эффективнее известной установки Клода-Бушера. Для снижения сопротивления трубопроводов течению теплой и холодной воды предложено добавлять в потоки полимеры, получаемые на основе газов, выделяющихся под вакуумом из морской воды. Показана целесообразность применения гидропаровых турбин при использовании низкопотенциального тепла конденсационных электростанций.

Ключевые слова: энергоустановка, гидропаровая турбина, КПД, растворимые полимеры

УДК 536.27

Влияние продольной теплопроводности на динамические и статические характеристики пластинчатых теплообменных аппаратов [Текст] / А. А. Шевелев, В. Г. Павлова, С. Ю. Абдуллин // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 89–96. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассматривается численный метод определения динамических и статических характеристик пластинчатых теплообменников с противоточной схемой движения теплоносителей. Численный метод разработан на основе неявных разностных схем. Приводятся результаты многовариантных расчетов переходных процессов модуля теплообменника с учетом продольной теплопроводности разделительной стенки из алюминия и стали. Стационарное состояние теплообменника и его рабочие характеристики рассматриваются как окончание переходного процесса. В интервале принятых значений скорости и температуры потоков, толщины разделительной стенки, продольная теплопроводность влияет на параметры переходных режимов работы теплообменника, для стационарных состояний это влияние незначительное.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, теплоноситель, динамика, теплопроводность, температура, теплосъем, кривая разгона, алгоритм, постоянная времени, разностная схема.

УДК 621.577

Сравнительный анализ термoeкономических моделей парокompрессионной теплонасосной установки [Текст] / В. А. Тарасова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 97–107. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье рассмотрены основные термoeкономические модели формирования стоимости тепла, произведенного парокompрессионной теплонасосной установкой (ТНУ). При тестировании термoeкономических моделей применен универсальный метод оценки качества энергетических потоков, основанный на уравнениях стоимостных и эксергетических балансов. Сделан вывод о том, что рассмотренные модели работоспособны и могут быть применены для оценки стоимости тепла произведенного ТНУ. Однако для проведения углубленного термoeкономического анализа ТНУ предпочтительно использование модели на основе негэнтропийного подхода, позволяющей корректно оценить стоимости деструкции эксергии.

Ключевые слова: негэнтропия, эксергия, термoeкономическая модель, теплонасосная установка.

УДК 621.577

Оптимальная мощность теплового насоса в комбинированных системах теплоснабжения для южного региона Украины [Текст] / Г. А. Баласанян, А. А. Климчук, М. Б. Миняйло // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 108–111. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрены проблемы внедрения тепловых насосов в существующие системы теплоснабжения. Указаны факторы, влияющие на эффективность использования тепла наружного воздуха тепловыми насосами. Рассмотрены ограничения использования одноступенчатых тепловых насосов в существующих системах отопления. Приведены результаты сравнительного расчёта технико-экономических показателей использования двух типов тепловых насосов.

Ключевые слова: тепловые насосы, комбинированные системы теплоснабжения.

УДК 621.165

Особенности теплообмена в зазоре между ободом диафрагмы и корпусом турбины [Текст] / В. Н. Голошапов, О. В. Котульская, Т. Н. Парамонова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 112–116. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

В работе приведена методика определения граничных условий на поверхностях зазоров между внутренним корпусом и ободом диафрагмы, апробированная при расчете температуры и коэффициентов теплоотдачи для указанных элементов конструкции четвертой ступени ЦВД паровой турбины К-325-23,5 ОАО «Турбоатом» на режиме номинальной мощности. Выбор областей определения граничных условий в зазорах проведен с учетом термических сопротивлений пограничных слоев.

Ключевые слова: турбина, обод диафрагмы, проточная часть, граничные условия, термическое сопротивление.

УДК 621.311.25

Анализ методов и моделей оптимального распределения нагрузок между энергогенерирующими объектами [Текст] / А. В. Ефимов, Т. В. Потанина, Д. И. Кухтин, В. Л. Каверцев, Т. А. Гаркуша // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 117–123. – Бібліогр.: 18 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрены методы и модели оптимального распределения нагрузок между энергогенерирующими объектами. Указаны достоинства и недостатки этих методов и моделей. Показана необходимость совершенствования методов и моделей оптимизации распределения нагрузок между энергогенерирующими объектами, что делает актуальными разработки и усовершенствование математического и алгоритмического обеспечения, находящегося в распоряжении автоматизированных систем управления технологическими процессами энергоблоков АЭС и ТЭС.

Ключевые слова: оптимизация, математическая модель, метод, распределение нагрузок.

УДК 669.162.231

Разработка математической модели регенеративных теплообменников систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов [Текст] / А. В. Кошельник, Д. В. Лавинский, Е. В. Хавин, В. Г. Павлова, Е. П. Гордиенко // Вісник НТУ

«ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 124–131. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлена математическая модель для расчета процесса теплообмена в теплоаккумулирующих элементах регенеративных теплообменников регенеративных теплообменников систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов. Модель позволяет получить расчетные данные о параметрах работы регенераторов, температурном состоянии насадки, изменении параметров теплоносителей. Полученные данные могут быть использованы для выбора конструктивных и режимных параметров регенераторов как при реконструкции действующих, так и при проектировании новых систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов.

Ключевые слова: регенеративный теплообменник, теплотехнологический агрегат, математическое моделирование.

УДК 621.44.533.697

Численное исследование явления сепарации полной температуры в потоках сжимаемой жидкости [Текст] / Ю. П. Кухтин, Г. И. Слынько // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 132–140. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Приведены результаты численного исследования и анализа разделения полной температуры, возникающего в энергетически изолированных потоках сжимаемой жидкости. Численными исследованиями показано, что данное явление присуще также и потокам невязкой идеальной жидкости при наличии вращательного движения ее частиц. По результатам анализа уравнений законов сохранения идеального газа в цилиндрической системе координат, а также результатам численного моделирования, сделаны выводы о причинах перераспределения полной температуры.

Ключевые слова: сепарация полной температуры, сжимаемая жидкость.

УДК 519.2

Повышение экономичности топливоиспользования в промышленных печах [Текст] / А. Д. Димитров, А. Н. Шраменко, В. А. Пядухов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 141–146. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрено влияние предварительного подогрева материала и подогрева компонентов горения за счёт теплоты уходящих газов на экономию топлива в промышленных печах при известных значениях коэффициента регенерации и коэффициента полезно использованной теплоты рабочей камеры. В выводах сделаны рекомендации по выбору целесообразного способа внутреннего использования теплоты уходящих из рабочей камеры продуктов сгорания с позиций повышения производительности печи и экономии топлива.

Ключевые слова: экономия топлива, печь, продукты сгорания, рекуперация.

УДК 621.165 : 519.63

Математическое моделирование течения среды через лабиринтовое уплотнение турбомашин [Текст] / В. Н. Пустовалов, Л. В. Фатич. С. П. Науменко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 147–153. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Для адекватной идентификации, теплового, термонапряжённого и термомодеформированного состояния частей высокого давления мощных паровых турбин требуются уточнённые сведения по граничным условиям теплообмена в лабиринтовых уплотнениях. Это является особенно важным при математическом моделировании, имеющем целью поиск оптимальных графиков пуска таких турбин из различных начальных состояний. Проведено математическое моделирование гидродинамики и теплоотдачи потока среды в прямоточном и ступенчатом лабиринтовых уплотнениях турбомашин с помощью комплекса прикладных программ. Сопоставление результатов с физическим экспериментом показало адекватность моделирования и возможность использования его при решении конкретных инженерных задач в таких системах.

Ключевые слова: турбомашини, лабиринтовые уплотнения, гидродинамика, теплоотдача, математическое моделирование.

УДК 658.24

Тепловые потери трубопроводами микрорайонной отопительной сети в условиях изменения тепловой нагрузки зданий [Текст] / А. А. Алексахин, А. В. Бобловский, С. В. Ена //

Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 154–156. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрено влияние дополнительной теплоизоляции зданий на теплопотери трубопроводами микрорайонной отопительной сети. Проанализировано изменение тепловых потерь в зависимости от очередности утепления зданий микрорайона. Показано, что наименьшие теплопотери характерны для варианта утепления наиболее удаленных от центрального теплового пункта зданий. Даны рекомендации, что при выборе варианта утепления зданий одной из ветвей сети следует учитывать, что при утеплении сооружений, присоединенных к ветви большей длины, суммарные потери теплоты отопительной сетью меньше.

Ключевые слова: централизованное теплоснабжение, тепловые потери, теплоизоляция зданий.

УДК 621.43.016:666.94

Исследование возможностей энергосбережения в технологии производства железобетона FlowVision [Текст] / Ю. В. Шульгин, Я. В. Жнитов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 157–161. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Тепловые установки применяются для тепловлажностной обработки бетонных изделий. Тепловлажностная обработка осуществляется в тепловых установках различной конструкции, но с применением различных видов теплоэнергосносителей. В связи с этим является актуальным выявление рационального теплоэнергосносителя с точки зрения минимальной себестоимости тепловлажностной обработки. Представленная авторами статья представляет собой исследование эффективности энергосносителей применяемых в тепловых установках для тепловой обработки железобетонных изделий.

Ключевые слова: тепловая обработка, энергосносители, расход, бетон, энергоэффективность.

ABSTRACTS

Studying Aerodynamic and Power Engineering Characteristics of the Exhaust Compartment in the Low Pressure Cylinder in the Range of Different Modes [Text] / V. L. Shvetsov, I. I. Kozheshkurt, V. A. Konev, V. G. Solodov, A. A. Khandrimailov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 5–13. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

The numerical investigation of aerodynamic and power engineering characteristics of the exhaust compartment of high power steam turbine in the range of modes has been carried out. The wet steam with tabular parameters was used as an actuating medium. The compartment includes the last stage of the LPC with the preliminary provided interstage gap, working medium sampling system, wire damper communication and tip-clearance leakage, the exhaust manifold with the power system, the reducing sleeve with the pipe package and the chamber for the removal of moisture from the rim gap. The stream structure and the compartment characteristics in nominal and partial modes, the effect of injection and tip-clearance leakage depending on the mode are discussed. A low efficiency of the steam injection to provide the without-separation-streamline of the convex envelope of the diffuser under conditions of off-axis steam output from the last stage has been shown.

Key words: the last stage of LPC, axiradial diffuser, exhaust manifold, moisture removal system, wet steam, numerical modeling, and partial modes.

Studying the Peculiarities of the Working Process in the Combustion Chamber of Synthetic Gas-Operated Turbine Engine of 2.5MW [Text] / S. I. Serbin, N. A. Goncharova, V. V. Vilkul // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 14–18. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper is devoted to the issues of numerical simulation of working processes in the combustion chambers of synthetic gas-driven gas turbine engines. An ideal organization of the burning process in the combustion chamber is the main factor determining the ecological characteristics of the gas-turbine unit that together with technical and economic indices of the plant define its competitiveness. The three-dimensional investigation carried out to determine the influence of the synthetic gas composition on the working process in the combustion chamber of a diffusion type of the gas turbine engine of 2.5 MW showed that the replacement of the natural gas (methane) by the synthetic gas for the pilot combustion chamber of the gas turbine engine making no essential engineering changes of the flame tube results in an increased exhaust of toxic components, in particular nitrogen oxides NO in the range of 66 to 200 ppm depending on the fuel gas composition. It has been shown that an improvement in the performances of gas turbine engines and an increase in the stability of combustion processes of low-cal synthetic gases are possible due to the use of the double-zone technology proposed for the burning of hydrocarbon RQL fuels (Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn). It has been established

that in order to decrease the emission of nitrogen oxides to 70 % for GTE when the combustion chamber is operated using the RQL technology in comparison with the traditional diffusion circuit it is necessary to create conditions for the efficient mixing of the reagents in the primary zone of the chamber preventing the formation of the mixture of a stoichiometric composition in it, which is achieved through the choice of the rational relationships of the geometric sizes of the fuel burning plant, and the ratio of the diameter of the output section of the zone rich in fuel-&-air mixture to the diameter of the hot tube must be in the range of 0.40 to 0.55.

Key words: combustion chamber, synthetic gas, RQL-technology, mathematic simulation and the burning.

Influence of the Efficiency Factor of Energy Conversion Block Elements on the Cycle Efficiency of the Modular Nuclear Power Plant (NPP) Equipped with the Gas Cooled Helium Reactor [Text] / **A. A. Khalatov, S. D. Severin, T. V. Donyk** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 19–25. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

One of the promising conceptions for the design of nuclear power stations of the fourth generation is considered to be the conception of a high-temperature gas-cooled reactor that uses helium as an actuating medium. The conversion of the energy of the heated helium into mechanical energy with the subsequent conversion of it into the electric power is performed in the energy conversion block that represents the gas turbine plant consisting of the turbocompressor of a vertical type on electromagnetic bearings with the two-cascade axial compressor, a helium gas turbine and highly efficient heat exchange equipment. This paper describes the computational investigation of the parameters of the thermodynamic cycle of the energy conversion block for the modular nuclear power plant with the high temperature helium reactor having the heat power of 250 MW in the electric power generation mode and in the combined mode of the joint electric power and heat production for the needs of heat supply utilities. The influence of the efficiency factor of some elements of the compressor of high and low pressure and that of the helium turbine and the heat regeneration factor on the efficiency of the cycle of nuclear power plant has been studied.

Key words: modular nuclear power station, gas cooled helium reactor, gas turbine plant, complex thermodynamical cycle, and the cycle efficiency.

Establishing Control over the Resource of the Casing Parts of Steam Turbines [Text] / **O. Yu. Chernousenko, V. A. Peshko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 26–31. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

Computational investigations of the resource characteristics of the high temperature casing elements of a steam turbine allows for the control of the residual resource. The control over the residual resource is exercised by changing operation modes, improving thermal circuit, removal of the damaged metal, changing the structure during the equipment overhaul, etc. The supply of hot steam from neighboring energy blocks to the front end seal of HPC and IPC of the steam turbine K-200-130 LMZ will result in the improvement of the resource characteristics of high and intermediate pressure casings by more than 50 %.

Key words: resource control, residual resource, high temperature elements of the steam turbine, casing, high pressure cylinder, intermediate pressure cylinder, and the thermal circuit of the thermal power station.

Diagnosing the Thermally Stressed State and Estimating the Resource Wear out for the Rotors of High and Low Pressure Turbine T-250/300-240 [Text] / **N. G. Shulzhenko, P. P. Gontarovskiy, N. G. Garmash, Yu. G. Efremov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 32–37. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

The main specific features of the determination of the thermally stressed state and the assessment of the resource wear out of the high temperature rotors of HP and LP steam turbine T-250/300-240 have been described. To define the actual modes of operation, boundary conditions of the thermal exchange in the stages and seals of the rotors we used the data of computer-aided process parameter control system (CAPPCS) that were determined during the turbine operation. Nonstationary temperature fields and thermally stressed state in high temperature rotors were obtained using the method of finite elements (MFE). To assess the resource wear out we determine the damageability resulted from the low-cycle fatigue and the creepage in the most dangerous rotor zones.

Key words: thermally stressed state, rotor, turbine, technological parameters, and the damageability.

Studying the Vibrostressed State of the Elements of Gas Turbine Engine Using a High Temperature Film-Type Resistance Strain Gauge [Text] / **Yu. A. Gusev, Kahrai Kambiz, G. A. Prochan, Yu. A. Yakovlev** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 38–43. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-774X.

The conditions under which the vibrostressed state of the turbine blades of gas turbine engine (GTE) is investigated using the resistance strain gauge have been given. The consideration was given to resistance strain gauge with the film sensitive platinum and metal ceramic-based elements and the substrate-type isolator made of high temperature cement of a phosphate hardening and the methods of the investigation of the vibrodeformations of GTE elements including their application. The vibration strength test data of high temperature film-type resistance strain gauge and the scheme of the process flow diagram of their attaching (application) to the turbine blade have been given.

Key words: resistance strain gauge, sensitive elements, substrate-type isolator, binder, gas-turbine engine, turbocompressor, working blade, vibrostrength, and the resonance.

Updating the Integrated Software DNA to Design STP Thermal Schemes. [Text] / **A. V. Boiko, A. P. Usaty, N. S. Shapovalova** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 44–49. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-774X.

This paper gives consideration to the use and updating of the integrated software DNA required to simulate the thermal schemes of steam turbine plants. The DNA advantages and drawbacks were analyzed in comparison with the similar software. The main objective of this paper was to develop new models of thermal scheme components using this integrated software based on the available programs and to simulate the thermal scheme of one of the modifications of the turbine plant K-300-240. Developed models provided an opportunity to simulate the thermal scheme of the turbine plant with all required elements and parameters. Initial data files were generated using the language of input parameters of DNA for the two options of the problem statement: thermal scheme with already available models and new models of the elements that were created on their bases. The use of new models of the elements allowed us to considerably approximate the simulation data to computational data obtained by PJSC "Turboatom". The prospects for further development of this trend were defined.

Key words: DNA, STP, simulation, thermal circuit and the modification.

Thermal Exchange and Hydrodynamic Resistance at the Transverse Air Streamline of the First Row of the Bundle of Tubes with Spherical Cavities [Text] / **A. A. Khalatov, A. Zh. Meyris, T. V. Donyk, A. V. Gamretskaya** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 50–53. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

Recently different methods of the profiling of oval, elliptic, drop-like, flat-&-oval and other pipes have widely been used for the external intensification of the heat exchange including those used for the creation of artificial roughness (ribs, lugs, sand roughness, etc). This paper gives consideration to the design of spherical cavities on the tube surface. For this purpose we designed the experimental bench and carried out test studies. The experimental investigations of the average heat exchange and hydrodynamic resistance that occur during streamline of the bundle of tubes with spherical cavities on the surface were carried out. Heat emission coefficients and hydrodynamic resistance (Euler number) coefficients were obtained for the first row of the bundle of circular tubes with cavities for the transverse streamline.

Key words: heat exchange, hydrodynamic resistance, tube bundles. and spherical cavities.

CFD Modeling of Kerosene Combustion with Various Initial Conditions and Fuel Droplet Diameters [Text] / **Masoud Hajivand** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 54–66. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

This paper presents the numerical models for the analysis of combustor fuel spray characteristics, in various injection conditions in a can type of combustor with a double stage radial swirler. Spray consists of two fundamental and consecutive steps, means the primary breakup and the secondary breakup. The primary breakup is modeled by Linearized Instability Sheet Atomization (LISA) which are mostly used in a pressure swirl atomizers. Secondary breakup is modeled by Taylor analogy breakup model (TAB). The trajectory and velocity of generated fuel droplets is determined by Lagrangian Particle Tracking. Characteristics of jet breakup, depends on a variety of factors such as turbulence, injection pressure drop, velocity profiles, nozzle geometry, and the physical state of the liquid fuel. In this paper Jet-A aviation fuel (kerosene), modeled as a two-component surrogate fuel (by mass 60 % C₁₀H₂₂ and 40 % C₉H₁₂). The standard k - ϵ model with the enhanced wall treatment and the Euler-Lagrange method were employed for the simulation of the turbulence and spray. All results of the simulation in this paper are analyzing in 3 various injection conditions and one of these cases was chosen and implemented in a real annular combustion chamber of a gas turbine. A PDF Flamelet model was employed to simulate combustion process.

Key words: primary breakup, pressure swirl atomizer, spray combustion.

Methods for Design of Radial-Axial Turbines for ORC Cogeneration Unit Working with MDM [Text] / P. Klonowicz, R. Rusanov, A. Rusanov, P. Lampart, T. K. Suchocki, J. Surwilo // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 67–77. – Bibliogr.: 16. – ISSN 2078-774X.

The paper describes two methods of design of blading systems of radial-axial turbines for an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration unit working with silica oil MDM. Preliminary design of the turbine flow part draws on methods of 1D calculation and pre-selection of basic geometric characteristics. Final design involves also methods for construction of 3D geometry and methods of 3D flow calculations of the turbine flow part. 3D numerical calculations of turbine flows are made with the help of the software package *IPMFlow*, developed based on the earlier codes *FlowER* and *FlowER-U*, or using the software complex *ANSYS*. 100 kW ORC turbine designs with the single-stage radial-axial turbine are elaborated in this paper.

Keywords: cogeneration unit, Organic Ranking Cycle, CFD, radial-axial turbine.

Axial Symmetry-Free Flow through the Rotating Cascade of the Turbine Machine on the Stream Surface S_2 [Text] / V. P. Subotovich, A. Yu. Yudin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 78–81. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

As of today the development of the CFD-method that would allow us to find the accurate solution for the inverse problem of the cascade theory has no prospects in the nearest future. Therefore we propose the further development of the classic version of the Q3D- approach for which we assume the current motion in the layers on stream surfaces S_1 and S_2 and the use of the Euler equation and the solution search process will be iterative. The advanced method of the solution of the inverse problem for the stream on the surface S_2 has no axial symmetry and the problem is solved for the layer of a variable thickness using new forms of discontinuity equations and the equations of the amount of motion. The surfaces S_1 are arbitrary twisted, and the 3-D flow is reduced to the 2-D flow with no assumption that the radial component of the velocity and all the derivatives in the radial direction are homogeneous and retain their values that correspond to the solution of the problem for the surfaces S_2 . The inverse problem of the theory of cascades is solved step-by-step. At the first stage the geometry of two adjacent surfaces S_2 that form the layer of a variable thickness, for example in the middle of the channel, is prescribed and the meridional contours of the root and the periphery of the interblade channel for this layer are defined. At the second stage the problems are solved for S_1 surfaces that can be twisted. At the third stage we performed the volumetric profiling of the blade using determined geometric characteristics of the interblade channel.

Key words: rotating cascade, ideal gas, motion quantity equation.

Prospects of the Use of Hydraulic Gas Turbines to Make Use of the Low Potential Heat of Industrial and Natural Waters [Text] / B. A. Troshenkin, V. B. Troshenkin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 82–88. – Bibliogr.: 21. – ISSN 2078-774X.

Consideration was given to the drawbacks of power stations that work using the temperature difference of the ocean water. The power plant with the hydrosteam turbine that eliminates these drawbacks has been proposed. Thermodynamic cycles with the hydrosteam and steam turbines were analyzed. It has been shown that the proposed power plant is 2.4 times more efficient in comparison with the known Claude-Buchero plant. There is nothing strange, because the greatest portion of heat supplied together with the surface water to the evaporator of the known plant is discharged unused back to the ocean. To reduce hot and cold water flow pipeline resistance it was suggested to add to the flows the polymers that are obtained on the basis of gases released under vacuum from the sea water. The expediency of the use of hydrosteam turbines using the low potential heat of condensation electric power stations has been shown. The calculations showed that the equatorial zone of the ocean with the area of 5 mln.km² can produce more than 7 TW of the energy. It is reasonable to arrange on oceanic stations the energy-intensive production of alloys, protein and chemical products.

Key words: power plant, hydrosteam turbine, efficiency factor, and soluble polymers.

Influence of Longitudinal Heat Conduction on the Dynamic and Statistical Characteristics of the Plate-Type Heat Exchangers [Text] / A. A. Shevelev, V. G. Pavlova, S. Yu. Abdullin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 89–96. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-774X.

The numerical methods of the determination of dynamic and static characteristics of the plate-type heat exchangers with the back-stream circuit of the motion of heat carriers have been considered. The numerical method was developed on the basis of implicit difference scheme. The data of multivariant computations of transient processes of the heat exchanger module are given taking into consideration the longitudinal heat

conduction of the separation wall made of aluminum and steel. The stationary state of the heat exchanger and its performances are considered as the completion of the transient process. In the range of adopted values of the velocity and temperature of the flows and partition wall thickness the longitudinal heat conduction affects the parameters of the transient modes of heat exchanger operation; for the stationary states this influence is insignificant.

Key words: heat exchanger, heat carrier, dynamics, heat conduction, temperature, heat consumption, acceleration curve, algorithms, time constant, and the difference scheme.

Comparative Analysis of the Thermo-economic Models of the Vapor Compression Heat Pump System [Text] / V. A. Tarasova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 97–107. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper describes basic thermo-economic models used to define the cost of the heat generated by the vapor compression heat pump system. A universal method of the estimation of the quality of the flows of energy was used for the testing of thermo-economic models. It is based on the equations of cost and exergic balances. Statistical characteristics of the heat pump system of a "water-air" type were computed. A comparative analysis was carried out with regard to the exergic efficiency of the elements of the heat pump system and the cost of the exergy destruction in each unit element. The conclusion was made that the models are functional and can be used to estimate the cost of the heat generated by the heat pump system. However, to perform the in-depth thermo-economic analysis for the heat pump system it will be reasonable to use the model based on the negentropy approach. It allows for the correct estimation of the exergy destruction cost.

Key words: negentropy, exergy, thermo-economic model, and the heat pump system.

Optimal Power of the Thermal Pump Used for Combined Heat Supply Systems in the Southern Regions of Ukraine [Text] / G. A. Balasanian, A. A. Klimchuk, M. B. Minyailo // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 108–111. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

Due to the abrupt rise in prices for energy carriers the population shows a great interest in the integration of alternative heat sources into the heat supply systems of the buildings. One of the most efficient solutions is considered to be the placement of the thermal pump in parallel with the gas boiler. In this case it is necessary to take into consideration the factors that influence the heat pump operation efficiency in the entire heat supply system. At the moment we are facing the problem of the integration of renewable heat sources in heat supply systems without taking into consideration the operation modes of the heating system. This circumstance results in the degradation of microclimate parameters in the room, and in addition disputes and conflicts with the mounting organization arise. This paper gives consideration to the problem of the introduction of thermal pumps into available heat supply systems. The factors that affect the efficiency of the use of the outdoor air by thermal pumps integrated into the available heat supply system have been given. Consideration is also given to the limitations of the use of one-stage thermal pumps for available heating systems. The data of the comparative computation of technical and economic indices of the use of two types of thermal pumps with and/or without gas boiler have been provided.

Key words: thermal pumps, combined heat supply systems.

Peculiarities of the Heat Exchange in the Clearance between the Diaphragm Rim and the Turbine Casing [Text] / V. N. Goloshchapov, O. V. Kotulskaya, T. N. Paramonova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 112–116. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-774X.

This paper describes the methodological approach to the determination of boundary conditions on the surfaces of the diaphragm rim and internal cylinder casing of the steam turbine. The thermal flow running from the flow pass section to the intercasing space through the diaphragm rim and the internal casing is divided into three regions according to specified boundary conditions on the surfaces of narrow slots between the diaphragm rim and the casing boring, on the contact diaphragm bearing surface and on the surface of the clearance formed by the flange of the tip-clearance leakage seal. The regions were selected taking into consideration the thermal resistance of boundary layers in the vane set of the flow pass section, on the surfaces of the internal cavity between the outer and the inner casings and the metal used for the diaphragm rim and the internal casing. The steam medium in the clearances was considered without taking into consideration the radiant heat exchange between the casing surface and the rim surface, and the thermal resistance of bearing surfaces was determined taking into consideration their roughness. Boundary conditions on the surfaces of the clearances and the contact bearing surface of the diaphragm and the casing computed using the considered technique for the nominal operation mode of the turbine can be used as the initial data for the computation of the thermally stressed states of flow section elements.

Key words: turbine, crown of diaphragm, flow part, limit criterion, heat resistance.

Analyzing the Methods and Models Used for the Optimal Distribution of Loadings among Energy Generating Facilities [Text] / A. V. Yefimov, T. V. Potanina, D. I. Kukhtin, V. L. Kavertsev, T. A. Garkusha // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 117–123. – Bibliogr.: 18. – ISSN 2078-774X.

This paper gives consideration to the methods and models of the optimal distribution of loadings among energy generating facilities, in particular the method of dynamic programming; two-step method of the optimal distribution of loadings among the energy blocks using the so-called special reference points; methods and models in which the form of the fuzzy description of the factors of the data uncertainty is based on the theory of fuzzy sets; methods and models of the excess of versions; methods and models of relative increments in the fuel flow rate and their combinations; the heuristic method of the solution of the problem of the loading distribution using the limitations of the minimum and maximum electric loadings of energy blocks; the optimization method of the projection of the Rosen gradient, etc. Advantages and drawbacks of the methods and models were shown. It was shown that the methods and models used for the optimization of the distribution of loadings among energy generating facilities require improvement, which makes the development and improvement of the mathematical and algorithmic software used by the automated systems of the control of technological processes of the energy blocks of nuclear power stations and thermal power stations a vital problem.

Key words: optimization, mathematical model, method, and the loading distribution.

Developing the Mathematical Model of Regenerative Heat Exchangers for Energy and Heat Supply Systems of High Temperature Heat Process Units [Text] / A. V. Koshelnik, D. V. Lavinskij, E. V. Havin, V. G. Pavlova, E. P. Gordienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 124–131. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

A mathematical model for the computation of the heat exchange in the heat accumulation elements of the regenerative heat exchangers of energy and heat supply systems for high temperature heat process units has been presented. The model allows us to obtain the design data about the operation parameters of the regenerators, nozzle temperature state, and a change in heat carrier parameters. The obtained data can be used for the selection of structural and mode-related parameters for the regenerators both during the reconstruction of available systems and while designing new systems of energy and heat supply for high temperature heat process units.

Key words: regenerative heat exchanger, heat process unit, and the mathematical simulation.

Numerical Investigation of the Separation Phenomenon of Full Temperature in Compressed Liquid Flows [Text] / Yu. P. Kukhtin, G. I. Slyngo // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 132–140. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

This paper gives the data of the numerical investigation of full temperature separation that occurs in the energetically separated flows of the compressed liquid. The most vivid example of the separation development can be the process of the separation of air into cool and hot flows in the Ranke-Hilsch vortex tube. To carry out CFD investigations we used the program created and verified by the state-owned company "Ivchenko-Progress". As a basis for the numerical model we used the solution of Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANS) written for the cylindrical coordinate system. The computations done showed that the distribution of the full temperature in nonviscous and viscous gas flows occurs actually at identical temperature difference; therefore the further investigation was carried out for the nonviscous flow of the ideal gas. Based on the data of the numerical simulation and the analysis of the equations of the laws of the conservation of the ideal gas we made certain inferences on the reasons for the redistribution of full temperature.

Key words: full temperature separation, and the compressed liquid.

Increasing the Efficiency of the Fuel Use for Industrial Furnaces [Text] / A. D. Dimitrov, A. N. Shramenko, V. A. Piadukhov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 141–146. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-774X.

The comparison data of different options of the internal use of the heat of effluent combustion products during the operation of high temperature thermal process plants (HTTP) have been given. The main factors that affect the efficiency of the heat use during the operation of HTTP have been defined. On the bases of balance equations the methods of the computation of the fuel saving at the preliminary material heating and the heating of burning components due to the regeneration of heat of effluent combustion products have been given. The influence of a coefficient of heat regeneration and a coefficient of the efficiently used heat of the working

chamber on the value of the relative heat of effluent combustion products (appropriate diagrams and design ratio are given) was shown. The conclusion section gives the recommendations for the selection of the efficient method for the internal use of the heat of combustion products effluent from the working chamber from the standpoint of an increase in the HTP productivity and fuel saving.

Key words: fuel saving, furnace, combustion products and the recuperation.

Mathematical Simulation of the Medium Flow through the Labyrinth Seal of the Turbomachine [Text] / V. N. Pustovalov, L. V. Fatich, S. P. Naumenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 147–153. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

Labyrinth seals used by modern high-power steam and gas turbines occupy a considerable portion of the rotor surface and casing components. For example, the labyrinth seals of the high-pressure cylinder of the steam turbine operated by PJSC "Turboatom" K-325-24.5 take up 60 % of its length. Hence, for the appropriate identification of the thermal, thermally stressed and thermally strained state of the high pressure parts of such turbines we need to have more accurate data on the boundary conditions of the heat exchange in labyrinth seals. This is of great importance for the mathematical simulation whose purpose is to search for the optimal start –up schedule of high power steam turbines from different initial states. In the paper, mathematical modeling of fluid flow and heat transfer in in-line flow and stepped labyrinth turbomachinery seals was carried out using an application package. Comparison of the results with physical experiments have shown the adequacy of modeling and the ability to use it in solving specific engineering problems.

Key words: turbomachines, labyrinth seals, hydrodynamics, heat emission, and the mathematical simulation.

Thermal Losses in the Pipelines of Microdistrict Heating Network under Conditions of Changed Thermal Load in Buildings [Text] / A. A. Aleksahin, A. V. Boblovskij, S. V. Ena // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 154–156. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-774X.

Consideration is given to the influence produced by the additional heat insulation of buildings on thermal losses in the pipelines of microdistrict heating network. A change in thermal losses depending on the priority of the heat insulation of microdistrict buildings has been analyzed. It has been shown that a decrease in the estimated heat load of the buildings for which the heat insulation is provided results in a decrease of heat losses in microdistrict network pipelines. It has been established that from the point of view of a decrease in thermal losses in network pipelines it is reasonable to provide with the heat insulation first the buildings that are more remote from the central thermal station for the efficient step-by-step heat insulation work over several seasons. While selecting the option of the heat insulation for the buildings of one of the network branches it is recommended to take into consideration the fact that total heat losses in the heating network will be lower if the heat insulation is provided for the buildings connected to a longer branch.

Key words: district heating, heat losses, the heat insulation of buildings.

Studying the Opportunities of the Energy Saving Using Reinforced Concrete Production Technology FlowVision [Text] / Yu. V. Shulgin, Ya. V. Zhnitov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 16(1125). – P. 157–161. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

The industry of the construction materials is characterized by an ample amount of thermal treatment processes that produce a significant influence on the quality and cost price of the products manufactured by the company. However, the most efficient method of speeding-up the concrete hardening process remains today the thermal treatment, which allows the concrete to reach the required strength within few hours. Thermal treatment is carried out using different heat carriers, including water steam, the combustion gases and ambient air mixture, electric heating, electrical curing, etc. The scientific paper presented by the authors is devoted to the studies of the efficiency of electric carriers used by thermal plants for the thermal treatment of concrete products. Theoretical and calculated investigations carried out by the authors allowed them to establish that the efficient energy carrier for the thermal treatment of reinforced concrete products is presently considered to be the electric energy.

Key words: thermal treatment, energy carriers, flow rate, concrete and the power efficiency.

ПОСВЯЩАЄТЬСЯ ПАМ'ЯТІ ЕДУАРДА ГЕОРГІЄВИЧА БРАТУТЫ



* * *

Пожалуй, не временем
Жизнь измеряется,
А тем, что посмертно
За нами останется.

* * *

Нет, весь я не умру!..
Стихи мои науке
Останутся в родимой стороне,
И рифмы, не померкшие в разлуке,
Друзьям напомнят обо мне.

Братута Эдуард Георгиевич (26 сентября 1931 г., Харьков – 7 ноября 2014 г., там же) – доктор технических наук (1987), профессор кафедры теплотехники ХПИ (1989), действительный член Инженерной академии Украины (с 1990 г.) и Академии наук высшей школы Украины по направлению «Энергетика» (с 1994 г.), основатель научной школы, поэт, педагог, философ.

Эдуард Георгиевич Братута родился в Харькове, в 1931 году. В 1954 году с отличием окончил Харьковский политехнический институт по специальности «Турбиностроение», а затем 60 лет своей жизни посвятил родному политехническому институту, в последствие Национальному техническому университету «ХПИ», начав свой трудовой путь на кафедре общей теплотехники (ныне кафедра теплотехники и энергоэффективных технологий).

В 1966 году он защитил кандидатскую диссертацию на тему «Расходные характеристики при истечении влажного пара в направляющих аппаратах турбин АЭС». В дальнейшем он продолжил изучение процессов гидродинамики и тепломассообмена в дисперсных газожидкостных потоках, параллельно работая на кафедре общей теплотехники в качестве доцента, а затем и профессора. Свою диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук «Диагностика, расчет и интенсификация процессов с дисперсными газожидкостными потоками в объектах энергетики, металлургии и защиты окружающей среды» Эдуард Георгиевич защитил в 1986 году.

За годы своей научно-педагогической карьеры Э.Г. Братута написал более 350 научных и учебно-методических работ, среди которых 5 научных монографий, 1 толковый словарь экологических терминов, 1 учебник в соавторстве, 4 учебных пособия, 8 методических пособий, 8 авторских свидетельств, 6 патентов Украины и 2 патента Российской Федерации.

Блестящий ученый и педагог, профессор Братута является создателем научной школы «Математическое и физическое моделирование процессов гидродинамики и тепломассообмена в дисперсных газожидкостных потоках». Основной задачей научной школы, основанной Э.Г. Братутой, является решение актуальных проблем теплоэнергетики и технической теплофизики, связанных с повышением эффективности и экологической безопасности тепломассообменного оборудования контактного типа в

области кондиционирования воздуха, холодильной и теплонасосной техники, использованием низкопотенциальных и возобновляемых источников энергии. Среди его учеников есть 3 доктора и 25 кандидатов наук, которые в настоящее время, продолжая его идеи, не утратившие и сегодня своей актуальности, работают в разных странах мира.

В рамках созданной им научной школы, профессором Э.Г. Братутой были разработаны и экспериментально обоснованы научно-технические основы расчета элементов проточной части паровых турбин, брызгальных охладителей ответственных потребителей АЭС, систем охлаждения проката и прокатного оборудования, эжекционного газоочистного оборудования для металлургических заводов, высокоэффективных камер орошения центральных кондиционеров воздуха, камер аэродинамического нагрева для термической обработки мясных изделий, введен ряд новых научных подходов по расчету и продлению ресурса работы холодильного и теплонасосного оборудования, а также установок пиролизного типа для энергетической утилизации органических отходов промышленного производства и сельского хозяйства.

Будучи превосходным организатором и генератором инновационных идей, профессор Братута, как научный руководитель тематик по постановлениям МОН Украины возглавлял более 10 научно-исследовательских работ фундаментального и прикладного характера. Под руководством и при непосредственном участии Эдуарда Георгиевича Братуты разработан ряд методов измерений и основанный на них комплекс приборов для технической диагностики газожидкостных потоков. Они уже в течение многих лет с успехом используются учеными и инженерами-практиками в научно-исследовательских институтах, а также в лабораториях промышленных предприятий теплотехнического профиля Украины, РФ и Республики Беларусь.

Как ученого, всегда имевшего активную общественную позицию, подкрепленную большим жизненным и профессиональным опытом, профессора Э.Г. Братуту часто приглашали в качестве эксперта, и он постоянно принимал участие в работе специализированных советов различных уровней. Он был членом секции научного совета Департамента научной деятельности и лицензирования по направлению «Энергетика и энергосбережение» при Министерстве образования и науки Украины; членом Экспертного совета по вопросам проведения экспертизы диссертационных работ Министерстве образования и науки Украины по электротехнике, энергетике, электронике и радиотехнике; заместителем председателя специализированного ученого совета Д 64.050.11 по защите докторских диссертаций в НТУ «ХПИ»; членом специализированных ученых советов по защите докторских диссертаций Д 41.087.01 при Одесской государственной академии холода, Д 64.180.02 при Институте проблем машиностроения им. А.М. Подгорного НАН Украины, членом диссертационного совета по защите кандидатских диссертаций К 64.050.16 при Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт» по специальности 07.00.07 – история науки и техники.

Эдуард Георгиевич Братута был всесторонне одаренной личностью: кроме великолепного знания фундаментальных основ теплоэнергетики, он интересовался вопросами искусства, истории, философии, очень ценил литературу и поэзию, и сам писал стихи. По программе гуманизации инженерного образования Украины им было опубликовано 5 изданий с грифом МОН Украины: «Поэзия термодинамики» (2000), «Великие изобретения в сонетах от колеса до Интернета» (2001), «Чтобы великим не было забвения, в их честь все единицы измерения» (2005), «Природное чудо вода: и

жизнь, и сила, и беда» в 3–х частях, Часть 1. Жизнь (2003), Часть 2. Сила (2005). Часть 3. Беда (2012). Он также автор поэтических сборников «Молитвою себя творит молящий», «И в храме праздник, и в душе», Я внемлю чуду бытия». Кроме того, он был членом редакционно-издательского совета НТУ «ХПИ», членом редколлегии 5 специализированных научно-технических изданий.

Эдуард Георгиевич Братута обладал поистине энциклопедическими знаниями в разных сферах человеческой деятельности, был прекрасным рассказчиком, «душой» компании, преданным другом, харизматичной личностью, оптимистом, имел поэтический и педагогический дар. Вокруг него всегда собиралось много талантливых студентов и молодых ученых, которые в общении с ним не ощущали разницы в возрасте – настолько профессор Братута был молод душой и прост в общении, и всегда мог поддержать разговор на любую интересующую собеседника тему. Поэтому Знак «Отличник образования Украины» (2006 г.) и звание Лауреата награды Ярослава Мудрого Академии образования и науки Украины были заслужены им по праву. Для многих его учеников встреча с Эдуардом Братутой была судьбоносною: она раскрыла им дотоле неизвестные горизонты, подтолкнула задуматься о вечных ценностях, заставила подражать ему как талантливому ученому и интересному человеку, навсегда изменив их парадигму мышления и картину мира, в которых теперь всегда есть частица жизненной философии их Учителя.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT

<i>Shvetsov V. L., Kozheshkurt I. I., Konev V. A., Solodov V. G., Khandrimailov A. A.</i> Studying Aerodynamic and Power Engineering Characteristics of the Exhaust Compartment in the Low Pressure Cylinder in the Range of Different Modes	5
<i>Serbin S. I., Goncharova N. A., Vilkul V. V.</i> Studying the Peculiarities of the Working Process in the Combustion Chamber of Synthetic Gas-Operated Turbine Engine of 2.5 MW	14
<i>Khalatov A. A., Severin S. D., Donyk T. V.</i> Influence of the Efficiency Factor of Energy Conversion Block Elements on the Cycle Efficiency of the Modular Nuclear Power Plant (NPP) Equipped with the Gas Cooled Helium Reactor .	19
<i>Chernousenko O. Yu., Peshko V. A.</i> Establishing Control over the Resource of the Casing Parts of Steam Turbines.....	26
<i>Shulzhenko N. G., Gontarovskiy P. P., Garmash N. G., Efremov Yu. G.</i> Diagnosing the Thermally Stressed State and Estimating the Resource Wear out for the Rotors of High and Low Pressure Turbine T-250/300-240.....	32
<i>Gusev Yu. A., Kahrai Kambiz, Prochan G. A., Yakovlev Yu. A.</i> Studying the Vibrostressed State of the Elements of Gas Turbine Engine Using a High Temperature Film-Type Resistance Strain Gauge	38
<i>Boiko A. V., Usaty A. P., Shapovalova N. S.</i> Updating the Integrated Software DNA to Design STP Thermal Schemes.....	44
<i>Khalatov A. A., Meyris A. Zh., Donyk T. V., Gamretska A. V.</i> Thermal Exchange and Hydrodynamic Resistance at the Transverse Air Streamline of the First Row of the Bundle of Tubes with Spherical Cavities	50
<i>Hajivand Masoud.</i> CFD Simulation of Combustion of Liquid Kerosene and the Characteristics of Fuel Atomization in Various Conditions	54
<i>Klonowicz P., Rusanov R., Rusanov A., Lampart P., Suchocki T. K., Surwilo J.</i> Methods for Design of Radial-axial Turbines for ORC Cogeneration Unit Working with MDM	67
<i>Subotovich V. P., Yudin A. Yu.</i> Axial Symmetry-Free Flow through the Rotating Cascade of the Turbine Machine on the Stream Surface S_2	78
<i>Troshenkin B. A., Troshenkin V. B.</i> Prospects of the Use of Hydraulic Gas Turbines to Make Use of the Low Potential Heat of Industrial and Natural Waters	82
<i>Shevelev A. A., Pavlova V. G., Abdullin S. Yu.</i> Influence of Longitudinal Heat Conduction on the Dynamic and Statistical Characteristics of the Plate-Type Heat Exchangers	89
<i>Tarasova V. A.</i> Comparative Analysis of the Thermo-economic Models of the Vapor Compression Heat Pump System.....	97
<i>Balasanian G. A., Klimchuk A. A., Minyailo M. B.</i> Optimal Power of the Thermal Pump Used for Combined Heat Supply Systems in the Southern Regions of Ukraine	108
<i>Goloshchapov V. N., Kotulskaya O. V., Paramonova T. N.</i> Peculiarities of the Heat Exchange in the Clearance between the Diaphragm Rim and the Turbine Casing	112
<i>Yefimov A. V., Potanina T. V., Kukhtin D. I., Kavertsev V. L., Garkusha T. A.</i> Analyzing the Methods and Models Used for the Optimal Distribution of Loadings among Energy Generating Facilities	117
<i>Koshelnik A. V., Lavinskij D. V., Havin E. V., Pavlova V. G., Gordienko E. P.</i> Developing the Mathematical Model of Regenerative Heat Exchangers for Energy and Heat Supply Systems of High Temperature Heat Process Units....	124
<i>Kukhtin Yu. P., Slynko G. I.</i> Numerical Investigation of the Separation Phenomenon of Full Temperature in Compressed Liquid Flows	132
<i>Dimitrov A. D., Shramenko A. N., Piadukhov V. A.</i> Increasing the Efficiency of the Fuel Use for Industrial Furnaces.....	141
<i>Pustovalov V. N., Fatich L. V., Naumenko S. P.</i> Mathematical Simulation of the Medium Flow through the Labyrinth Seal of the Turbomachine	147
<i>Aleksahin A. A., Boblovskij A. V., Ena S. V.</i> Thermal Losses in the Pipelines of Microdistrict Heating Network under Conditions of Changed Thermal Load in Buildings	154
<i>Shulgin Yu. V., Zhnitov Ya. V.</i> Studying the Opportunities of the Energy Saving Using Reinforced Concrete Production Technology FlowVision	157

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХП»

Збірник наукових праць

Серія:
Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

№ 16(1125)

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 РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХП»
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. № 13-15.

Підписано до друку 09.04.2015 р. Формат 60x90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 10,0.
Наклад 300. Зам. № 1233-15. 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
