

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 11(1054) 2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2014

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – 202 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. СІФАНОВ, 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. М. КОШЕЛЬНИК, 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. Братута, 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; М. О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.;
О. І. Тарасов, д-р техн. наук, проф.; А. А. Халатов, д-р техн. наук, академік НАНУ;
М. В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.; О. Л. Шубенко, д-р техн. наук, 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 № 3 від 14 березня 2014 р.

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

<i>Швецов В. Л., Кожешкурт И. И., Пальков С. А., Пальков И. А.</i> Конденсационно-теплофикационная паротурбинная установка КТ-100-6,7 для строительства ОПЭБ с РУ СВБР-100.....	5
<i>Русанов А. В., Шубенко А. Л., Култышев А. Ю., Билан В. Н., Степанов М. Ю., Сенецкий А. В., Пащенко Н. В.</i> Разработка проточной части ЦСД паровой турбины Т-125/150-12,8 на основе использования современных компьютерных технологий.....	16
<i>Бойко А. В., Говорущенко Ю. Н., Баранник В. С.</i> Влияние способа сохранения пропускной способности направляющей решетки на результаты пространственной оптимизации	30
<i>Лапузин А. В., Субботович В. П., Юдин Ю. А., Юдин А. Ю., Швецов В. Л., Кожешкурт И. И., Конев В. А.</i> Об аэродинамической эффективности решеток профилей сопловых лопаток мощных паровых турбин	35
<i>Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Жандковски Р., Колесник А. А.</i> Влияние парциального подвода в трехступенчатом отсеке осевого компрессора на нестационарные нагрузки и колебания рабочих лопаток	43
<i>Халатов А. А., Панченко Н. А., Борисов И. И., Дашевский Ю. Я.</i> Двухструйное пленочное охлаждение плоской поверхности: влияние внешней турбулентности.....	53
<i>Готовский М. А., Сухоруков Ю. Г., Георгиевский Н. В.</i> Физические особенности интенсификации теплообмена для сред с высокими числами Прандтля в области перехода от ламинарного к турбулентному режиму течения.....	61
<i>Тарасов А. И., Долгов А. И.</i> Об учете температурного фактора в расчетах охлаждения газовых турбин.....	72
<i>Петельчиц В. Ю.</i> CFD-моделирование пленочного охлаждения пластины с входным цилиндрическим участком	82
<i>Сербин С. И., Мостипаненко А. Б., Козловский А. В., Ванцовский В. Г., Вилкул В. В.</i> Разработка методов расчета характеристик нестационарного рабочего процесса в низкоэмиссионных камерах сгорания ГТД.....	90
<i>Епифанов С. В., Сиренко Ф. Ф., Суховой С. И.</i> Использование априорной информации при синтезе моделей запуска.....	95
<i>Уханова М. Г., Трифонов Н. Н., Святкин Ф. А., Есин С. Б., Григорьева Е. Б.</i> Особенности методики расчета регулирующих клапанов, работающих на вскипающей воде, для подогревателей высокого давления отечественных и зарубежных АЭС	104
<i>Ванеев С. М., Гетало В. В., Королев С. К.</i> Исследование и анализ использования программного комплекса <i>FlowVision HPC</i> при расчете характеристик струйно-реактивной турбины.....	109

<i>Черноусенко О. Ю.</i> Сопоставление 2D- и 3D расчетных моделей оценки остаточного ресурса высокотемпературных элементов паровой турбины	117
<i>Шульженко Н. Г., Колядюк А. С.</i> Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325	125
<i>Сухинин В. П., Пугачева Т. Н.</i> Ресурс паровой турбины	132
<i>Петреня Ю. К., Антонюк О. В., Гаврилов С. Н., Гаев А. В.</i> О вибрационных характеристиках статоров мощных турбогенераторов	139
<i>Бондаренко Г. А., Юрко И. В.</i> Применение блочно иерархического подхода к проектированию и оптимизации системы ВРА для центробежного компрессора.....	145
<i>Сниховский Е. Л., Клепанда А. С., Петухов И. И., Шерстюк А. В.</i> К вопросу формирования алгоритма диагностирования технического состояния парокompрессионных холодильных машин	154
<i>Косторной С. Д., Давиденко А. К., Марченко Л. К.</i> Новый подход к решению обратной задачи центробежного насоса	160
<i>Кесова Л. О., Шелешей Т. В., Дрогальчук К. А.</i> Аналіз шляхів утилізації тепла димових газів котлів маневрових енергоблоків ТЕС	169
<i>Титар С. С., Зайцев Д. В.</i> Дослідження охолодження в'язких нафтопродуктів протягом їх зберігання та транспортування в залізничних цистернах	176
Реферати	181
Рефераты	187
Abstracts	193

УДК 621.165

В. Л. ШВЕЦОВ, канд. техн. наук, главный конструктор паровых и газовых турбин ОАО «Турбоатом», Харьков;
И. И. КОЖЕШКУРТ, начальник отдела ОАО «Турбоатом», Харьков;
С. А. ПАЛЬКОВ, начальник сектора ОАО «Турбоатом», Харьков;
И. А. ПАЛЬКОВ, ведущий инженер-конструктор ОАО «Турбоатом», Харьков

КОНДЕНСАЦИОННО-ТЕПЛОФИКАЦИОННАЯ ПАРОТУРБИНАЯ УСТАНОВКА КТ-100-6,7 ДЛЯ СТРОИТЕЛЬСТВА ОПЭБ С РУ СВБР-100

Представлена новая паротурбинная установка КТ-100-6,7, предназначенная для строительства опытно-промышленного энергоблока (ОПЭБ) с реакторной установкой (РУ) со свинцово-висмутовым теплоносителем (СВБР-100), являющегося прототипом серийных атомных комплексов для региональных и локальных энергосистем и одним из первых в мире коммерческих реакторов малой мощности четвертого поколения. Рассмотрены особенности конструкции турбины, ее основные параметры и технические характеристики, принципиальную тепловую схема турбоустановки, а также основные вопросы надежности теплоснабжения из отборов с нерегулируемым давлением. Показано, что паротурбинная установка может работать как в конденсационном, так и в теплофикационном режимах эксплуатации. Делается вывод о целесообразности принятых конструкторских и схемных решений в турбоустановке КТ-100-6,7 и высокой степени унификации ее элементов, отработанных и освоенных в изготовлении и эксплуатации на станциях.

Ключевые слова: турбина, реакторная установка, тепловая схема, атомный комплекс, конденсатор, ротор.

Введение

Малые атомные комплексы – одни из наиболее перспективных, надежных и доступных решений растущего спроса на энергию. Они могут служить источником электроэнергии, теплоэнергии, пресной воды и пара для удаленных населенных пунктов, промышленных комплексов и специальных объектов.

Одно из решений – атомные станции с интегральной модульной реакторной установкой на быстрых нейтронах со свинцово-висмутовым теплоносителем (СВБР-100).

СВБР-100 является пилотным проектом в атомной отрасли. Он реализуется в рамках федеральной программы «Ядерные энерготехнологии нового поколения на период 2010–2015 годов» и входит в число проектов в рамках направления «Новая технологическая платформа: замкнутый ядерный топливный цикл и реакторы на быстрых нейтронах» [1].

Опытный энергоблок должен стать прототипом серийных атомных комплексов для региональных и локальных энергосистем и одним из первых в мире коммерческих реакторов малой мощности четвертого поколения (классифицируются по уровню безопасности) и занять (10–15) % формирующегося мирового рынка атомной энергетики малой и средней мощности.

Реакторная установка СВБР-100 – один из основных компонентов инновационной ядерной энергетической системы, основанной на применении унифицированных реакторных установок малой мощности типа СВБР с быстрыми реакторами, охлаждаемыми жидкометаллическим свинцово-висмутовым теплоносителем (рис. 1).

Важной отличительной особенностью реактора является интегральная (моноблочная) компоновка оборудования первого контура, при которой все оборудование первого контура (собственно реактор, модули парогенераторов, главные

© В.Л. Швецов, И.И. Кожешкурт, С.А. Пальков, И.А. Пальков, 2014

циркуляционные насосы и др.) размещено в едином корпусе с полным отсутствием трубопроводов и арматуры первого контура.

В рамках данного проекта ОАО «Турбоатом» изготовит и поставит головной образец паротурбинной установки для АЭС с реактором на быстрых нейтронах со свинцово-висмутовым теплоносителем СВБР-100. Станция будет построена в г. Димитровграде, Ульяновской области в России.

Выбор в пользу ОАО «Турбоатом» российские заказчики сделали исходя из опыта работы предприятия в области атомной энергетики, в том числе и в России, репутации, обширной референции и наилучшего технико-коммерческого предложения завода.

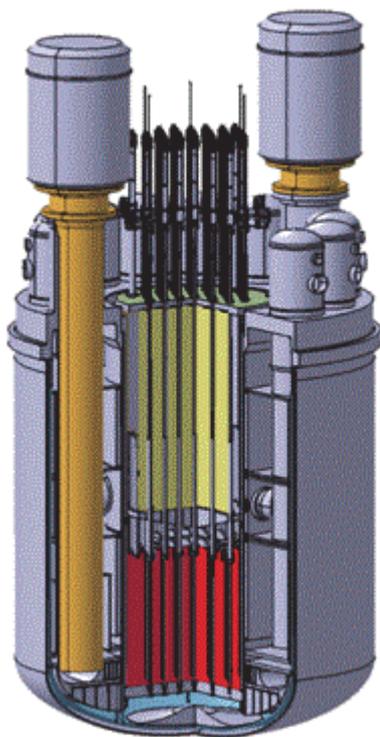


Рис. 1 – Реакторная установка

Таблица 1
Основные технико-экономические параметры атомной станции с одним модулем СВБР-100

Тепловая мощность реакторной установки	280 МВт
<i>Производительность:</i>	
Электроэнергия	100 МВт
Промышленный пар*	580 тонн/час, насыщенный пар, $p = 6,7$ МПа, $T \sim 282,9$ °С
Теплоэнергия*	более 100 Гкал/час
Пресная вода*	до 200 000 тонн/день
Проектный КИУМ	90 %
Длительность топливной компании	7–8 лет
Маневренность	(0,5–2) % в минуту в диапазоне мощности (30–100) %
Вес реакторного модуля	~280 тонн
Размеры реакторного модуля	4,5/8,2 метров диаметр/высота)

* при установке соответствующего оборудования.

В течение последних лет в ОАО «Турбоатом» создан ряд типов влажно-паровых турбин для атомных электростанций. Основным направлением совершенствования выпускаемых турбин является интенсификация работы их систем и узлов, повышение надежности, экономичности, маневренности и ремонтпригодности турбоустановок. Особое внимание при этом уделяется снижению металлоемкости конструкций. Положительные результаты достигаются в этом направлении путем использования новых более совершенных методов расчета с применением новейших расчетных комплексов и результатов опытно-исследовательских работ.

Применение новых для турбостроения турбин типа «КТ» [2], имеющих примерно равноценную по величине тепловую и конденсационную нагрузки по сравнению с турбинами типа «Т» той же электрической мощности, позволяет наиболее успешно решать задачу создания комплексов для региональных и локальных энергосистем, которые в условиях относительно ограниченной тепловой нагрузки присоединяемого района по удельным капитальным затратам и экономичности конденсационной выработки электроэнергии были бы достаточно близки к современным АЭС и одновременно обеспечили бы высокую эффективность комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. Реализация этих

решений представляет значительные конструктивные трудности, поскольку тепловая нагрузка турбины КТ-100-6,7 соизмерима с её электрической нагрузкой.

Высокая эффективность комбинированной выработки тепловой и электрической энергии в турбине КТ-100-6,7 обеспечивается благодаря следующим решениям, апробированным в современных теплофикационных турбинах ОАО «Турбоатом» для АЭС и ТЭС: ступенчатый подогрев сетевой воды, расширенный диапазон регулируемого давления в отопительном отборе, выбор проточной части для условий максимальной годовой эффективности с учетом совместной работы турбины и тепловых сетей, уменьшение недогрева в сетевых подогревателях и потерь давления в трубопроводах отборов.

Особенности конструкции турбины

Турбоустановка КТ-100-6,7 спроектирована на базе технических решений, реализованных в турбоустановках К-325-23,5, К-160-12,8 для ТЭС, а также во влажнопаровых турбинах класса К-220-4,4 для АЭС. Большинство узлов и систем турбоустановки относятся к третьему классу безопасности, что влечет за собой повышенные требования к проектированию, изготовлению и контролю оборудования, но в свою очередь обеспечивает его высокую надёжность и качество.

Основные параметры и технические характеристики турбины приведены в табл. 2 и табл. 3 соответственно.

Таблица 2

Основные параметры турбины

Наименование параметра	Величина
1) Электрическая мощность на зажимах генератора, МВт	100,02
2) Номинальные параметры свежего пара перед комбинированными клапанами: – давление, МПа (кгс/см ²) – температура, °С – степень влажности, %	6,7 (68,32) 282,8 0,3
3) Максимальный массовый расход свежего пара на турбину, включая массовый расход греющего пара на промежуточный перегрев, т/ч	583,9
4) Расчетная степень влажности пара после сепаратора, %	0,5
5) Суммарная потеря давления в промежуточной системе ЦВД-СПП-заслонка ЦНД, %	7
6) Номинальная температура промежуточного перегрева пара после СПП, °С	270
7) Абсолютное давление в деаэраторе (Д), МПа (кгс/см ²)	0,686 (7)
8) Температура питательной воды, °С – при включенных ПВД (номинальная) – при отключенных ПВД	240 165
9) Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	18500
10) Расчетная температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С	22
11) Максимальная температура охлаждающей воды, при которой обеспечивается надежная работа турбины (со снижением мощности паровой турбины), °С	33
12) Расчетное давление пара в конденсаторе, (кгс/см ²)	0,055
13) Номинальный массовый расход добавка химически обессоленной воды в цикл, т/ч	11,6
14) Производительность с регулируемым и нерегулируемыми отборами пара сверх отборов на регенерацию на трехступенчатую теплофикационную установку при температурном графике сетевой воды 150/70 °С, МВт	116,3

Основные технические характеристики турбины

Наименование	Величина, характеристика
1) Номинальная частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	50 (3000)
2) Тип парораспределения	дрессельное
3) Конструктивная схема турбины	ЦВД+ЦНД
4) Количество ступеней ЦВД	9
5) Количество ступеней ЦНД	5×2
6) Количество регенеративных отборов пара	8
7) Структурная формула системы регенерации	4ПНД+Д+2ПВД
8) Площадь выхлопа ЦНД, м ²	2×5,52
9) Длина рабочей лопатки последней ступени ЦНД, мм	752
10) Средний диаметр последней ступени ЦНД, мм	2335
11) Габариты турбины (без конденсатора), м	
– длина	12,845
– высота от оси горизонтального разъема до аварийных баков НД	3,32
– ширина (по ЦНД)	6,96
12) Общая масса турбины без конденсатора (с конденсатором), т	370 (520)
13) Срок службы, лет, не менее	50
14) Срок службы между ремонтами, (со вскрытием цилиндров), лет не менее	8
15) Средняя наработка на отказ единичного изделия, ч не менее	30000
16) Коэффициент готовности, не менее	0,99

Турбоустановка размещается на виброизолированном фундаменте в ячейке машинного зала 33×42 м.

Турбина (рис. 2) представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат: цилиндр высокого давления (ЦВД) и двухпоточный цилиндр низкого давления (ЦНД) с выхлопом в конденсационное устройство. Парораспределение турбины дрессельное.

Свежий пар подается к блоку стопорно-регулирующих клапанов. После регулирующих клапанов пар трубопроводом поступает в ЦВД. Из ЦВД пар направляется двумя ресиверами в сепараторы-пароперегреватели, затем ресиверами пар поступает к ЦНД. На ресиверах перед ЦНД установлены стопорные и регулирующие заслонки, управляемые системой защиты и регулирования турбины.

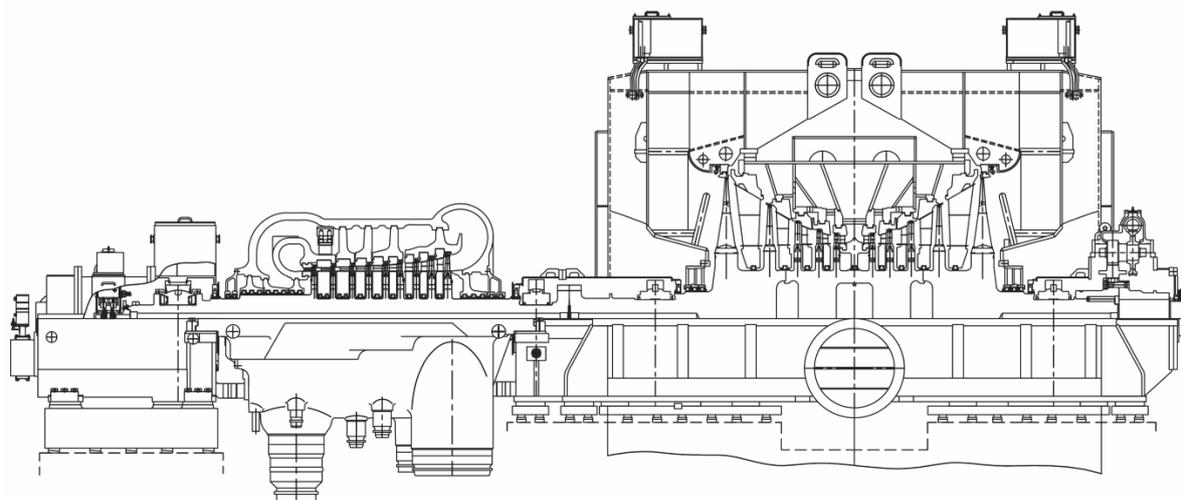


Рис. 2 – Продольный разрез турбины КТ-100-6,7

Турбина имеет 1 регулируемый отбор с применением поворотной заслонки на ресивере СПП–ЦНД и позволяет осуществить отбор пара на теплофикационную установку (ТФУ).

Цилиндр высокого давления выполнен двустенным и разделен на отсеки, образованные внешним и внутренним корпусами и обоймами диафрагм. Проточная часть ВД состоит из 9 ступеней. Отборы пара из ЦВД выполнены за 2-й, 3-й, 4-й и 6-й ступенью.

Во внутреннем корпусе расположены сопловой аппарат и диафрагма второй ступени. Диафрагма 3-й ступени и диафрагма 4-й ступени установлены соответственно во 2-ой и 3-ей одноступенчатых обоймах. В 4-ой обойме расположены две диафрагмы 5-ой и 6-ой ступеней, а в 5-ой – соответственно три диафрагмы 7...9-ой ступеней. Полости, ограниченные внешним корпусом, внутренним корпусом и обоймами, образуют кольцевые камеры отборов. Сопловой аппарат и все диафрагмы ЦВД выполнены сварными с направляющими лопатками с удлиненными входными кромками.

Для передачи тепловых осевых перемещений на корпусе и в опорах выполнены Т-образные шпоночные соединения типа «тяги-толкай» со специальными прокладками, центрирующими корпус ВД относительно вертикальной плоскости.

Ротор высокого давления выполнен цельнокованым из легированной стали 25Х2Н4МФА. Все рабочие лопатки выполнены с цельнофрезерованными бандажами с пазами типа «ласточкин хвост» с установленными сегментными вставками, обеспечивающими кольцевую перевязку всех лопаток и высокую вибронадежность. Рабочие лопатки 1...7 ступеней постоянного сечения, 8 и 9 ступеней – переменного сечения по высоте. Такая конструкция рабочих лопаток позволила выполнить во всех ступенях многорядные, 6...8 рядов, осерадиальные надбандажные уплотнения [3]. Разные по величине шаги уплотнительных гребней на надбандажных козырьках и бандажных полках рабочих лопаток уменьшают в 4...5 раз периферийную надбандажную утечку пара, по сравнению с традиционно применявшимся ранее двухрядным прямооточным уплотнением.

Рабочие лопатки 1...3 ступеней выполнены с грибовидными одноопорными хвостами, 4...7 ступеней – с грибовидными двухопорными, 8 и 9 ступеней – с грибовидными трехопорными.

Конструкция ротора ВД позволяет осуществлять динамическую балансировку на малых и рабочих оборотах. Для этих целей на дисках 1-ой, 6-ой и 9-ой ступеней, а также на фланце со стороны генератора выполнены кольцевые балансировочные пазы.

Цилиндр низкого давления выполнен двустенным. Он состоит из внешнего корпуса и внутренней обоймы, в которой размещается двухпоточная проточная часть НД, состоящая из 5 ступеней.

Внешний корпус сварен из листовой углеродистой стали. Верхняя половина внешнего корпуса выполнена одностенной, торцевая плоская стенка усилена рёбрами. В корпус ЦНД встроены опоры подшипников, которые по статическим и динамическим характеристикам мало зависят от соответствующих характеристик железобетонного фундамента, а также позволяют проводить их динамическую отстройку.

Для установки и центровки обоймы диафрагм в корпусе имеются шпонки для фиксации обоймы в поперечном направлении и опорные площадки, которые служат опорами обоймы и расположены в нижней половине корпуса. На опорных площадках расположены шпонки, которые фиксируют обойму в осевом направлении. Десять

кольцевых выступов, выполненные на обойме, предназначены для установки диафрагм 1...5-х ступеней.

Корпус ЦНД опирается на фундамент с помощью балкона высотой 970 мм, который опоясывает корпус практически по всему периметру. Балкон усилен рёбрами.

Корпус ЦНД фиксируется в продольном и поперечном направлениях шпонками, которые крепятся к фундаментным плитам, а пазы под них выполнены на опорных площадках, приваренных к балкону корпуса. Шпонки, которые фиксируют корпус ЦНД в продольном направлении, являются также фиксунктом турбины.

Диафрагмы всех ступеней НД сварные. Направляющие лопатки и бандажи выполнены из нержавеющей стали. Нижние половины диафрагм подвешены в корпусе у разъема на специальных Г-образных шпонках. Верхние половины диафрагм в рабочем положении опираются на нижние, а при монтаже удерживаются в обоймах сегментными шпонками, расположенными у разъема.

Направляющие лопатки 5-х ступеней ЦНД выполнены сварными для организации внутриканальной сепарации и облегчения массы диафрагм. Диафрагмы 5-х ступеней сболчиваются по разъему. Нижняя половина диафрагмы опирается на опорную площадку обоймы, в которой она устанавливается.

Диафрагмы 2...5 ступеней по внутреннему диаметру имеют один паз для установки уплотнительных колец. Все диафрагмы имеют одинаковый диаметр внутренней расточки.

Ротор низкого давления выполнен сварно-кованым, жестким, двухпоточным.

Рабочие лопатки 1 ступени выполнены с двухпорными грибовидными хвостами, 2 и 3 ступеней – с трехпорными грибовидными хвостами.

Рабочие лопатки 1...3 ступеней выполнены с цельнофрезерованными бандажами и пазами типа «ласточкин хвост» с установленными сегментными вставками, обеспечивающими кольцевую перевязку всех лопаток и высокую вибронадежность. Рабочие лопатки 4 и 5 ступеней выполнены с фигурными цельнофрезерованными бандажами, обеспечивающими кольцевое замыкание всех лопаток.

В обоих потоках низкого давления применена высокоэкономичная и надежная рабочая лопатка последней ступени длиной 752 мм с торцевой площадью выхлопа 5,52 м². Ступень спроектирована с использованием одного из методов пространственного формообразования каналов направляющих лопаток и торцевых поверхностей с целью снижения периферийных надбандажных утечек и концевых потерь, а также обеспечения безотрывного обтекания в широком диапазоне объемных расходов [4].

Рабочие лопатки 4 и 5 ступеней выполнены с хвостами елочного типа с торцевой заводкой. Каждая лопатка крепится двумя стопорами. Стопоры заводятся с двух сторон в проточки, выполненные в лопатке, а после заводки лопатки в паз диска концы стопоров отгибаются.

Конструкция ротора НД позволяет осуществлять динамическую балансировку на малых и рабочих оборотах. Для этих целей на дисках 1-х и 5-х ступеней, а также на фланце со стороны регулятора и на ступице насадной муфты со стороны генератора, выполнены кольцевые пазы для установки балансировочных грузов.

При проектировании турбины был широко использован опыт эксплуатации влажнопаровых турбин, в частности, по обеспечению эрозионной надежности элементов проточной части. Кроме удаления влаги в регенеративные отборы предусмотрена сепарация через специальные сверления в обоймах диафрагм, а также периферийное влагоудаление из каждой ступени с помощью камер ловушек. Размеры

камер и входных щелей в них выбраны таким образом, чтобы обеспечить минимальный отсос паровой фазы потока, а также предотвратить возврат влаги в проточную часть.

Все рабочие и сопловые лопатки изготавливаются из эрозионноустойчивых хромосодержащих сталей. Из сталей аналогичного класса изготовлены обоймы и диафрагмы, работающие в зоне влажного пара. В зоне высокого давления опорные поверхности и разъемы элементов статора наплавляются электродами из специальных сталей.

Как показал длительный опыт эксплуатации энергоблоков АЭС, применяемые методы активной и пассивной защиты проточной части от эрозионного воздействия двухфазного потока полностью оправдали себя и обеспечили надежную работу значительного парка турбин различных типоразмеров.

Для уменьшения протечек в местах выхода концов роторов из корпусов ЦВД и ЦНД со стороны регулятора и со стороны генератора установлены концевые лабиринтовые уплотнения. Уплотняющая часть лабиринта как в ЦВД, так и в ЦНД состоит из чередующихся коротких и удлиненных усиков, закатанных в уплотнительные кольца и расположенных против соответствующих проточек на валу ротора.

Отвод утечек из переднего концевого уплотнения ЦВД осуществляется следующим образом:

- с первой камеры от конца ротора – в эжектор уплотнения;
- со второй камеры от конца ротора – в отбор на ПНД № 1;
- с третьей камеры от конца ротора – в отбор на деаэратор;
- из четвертой камеры от конца ротора – за вторую ступень турбины (перепуск внутри турбины).

Во вторые камеры концевых уплотнений ЦВД и ЦНД при пуске турбины подается пар с абсолютным давлением около 0,11 МПа (1,1 кгс/см²) и температурой до 150 °С из коллектора, в который поступает пар из коллектора технологических нужд станции. При работе турбины под нагрузкой пар на уплотнения ЦНД подается из выпара деаэратора. Давление в коллекторах подачи пара на уплотнения поддерживается при помощи регуляторов.

Из крайних камер уплотнения ЦВД и ЦНД паровоздушная смесь отсасывается эжектором уплотнений в коллектор с абсолютным давлением 0,093 МПа (0,95 кгс/см²), а оттуда – в вакуумный охладитель эжектора уплотнений. Этим предотвращаются протечки пара из концевых уплотнений турбины в машинный зал.

Утечки пара из штоков стопорно-регулирующих клапанов направлены частично в ресивер СПП–ЦНД, частично – в коллектор с абсолютным давлением 0,093 МПа (0,95 кгс/см²), откуда отсасываются эжектором уплотнений.

Конденсатор «блочно-модульного» исполнения, поверхностного типа предназначен для конденсации отработавшего пара турбины, подвального типа расположен поперечно относительно оси турбины.

Конденсатор двухходовой, двухпоточный по охлаждающей воде. Разделение потоков дает возможность работы конденсатора на одной из половин при отключении по охлаждающей воде другой.

Конструктивно конденсатор состоит из корпуса «блочно-модульного» исполнения, водяных камер (передних и задних), крышек, переходного патрубка с приемно-сбросными устройствами (ПСУ) дроссельного типа, конденсатосборников и опор пружинных.

Конденсатор посредством переходного патрубка соединяется сваркой с выхлопным патрубком ЦНД турбины, устанавливается на пружинные опоры, воспринимающие вес конденсатора в рабочем состоянии.

Корпус конденсатора состоит из четырех модулей «блочно-модульного» исполнения, поставляемых в виде продольных блоков с набранными, развальцованными и приваренными охлаждающими трубами на предприятии-изготовителе, соединяемых между собой на монтаже.

Материал охлаждающих труб – титановый сплав марки BT1-0.

Конструкция конденсатора обеспечивает прием пара от БРУ-К в количестве 60 % от свежего пара в нестационарных режимах работы турбоустановки.

Система маслоснабжения централизованная, обеспечивает подшипники турбины, генератора, системы регулирования негорючей синтетической смазывающей жидкостью типа *Fyrquel-L*.

Турбина КТ-100-6,7 снабжена системой контроля и регулирования турбины (СКРТ), системой автоматического регулирования и защиты турбины (САРЗ) обеспечивающими работу турбины и остановку её при возникновении нарушений режима работы, устройством для орошения конденсатом внутренних поверхностей выхлопного патрубка ЦНД для предотвращения чрезмерного его нагрева во время работы турбины при малых нагрузках и холостом ходе. ЦВД и ЦНД снабжены устройствами для установки эндоскопов, позволяющих производить осмотр проточной части без разборки цилиндров.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки

Принципиальная тепловая схема турбинной части энергоблока с реактором СВБР-100 представлена на рис. 3.

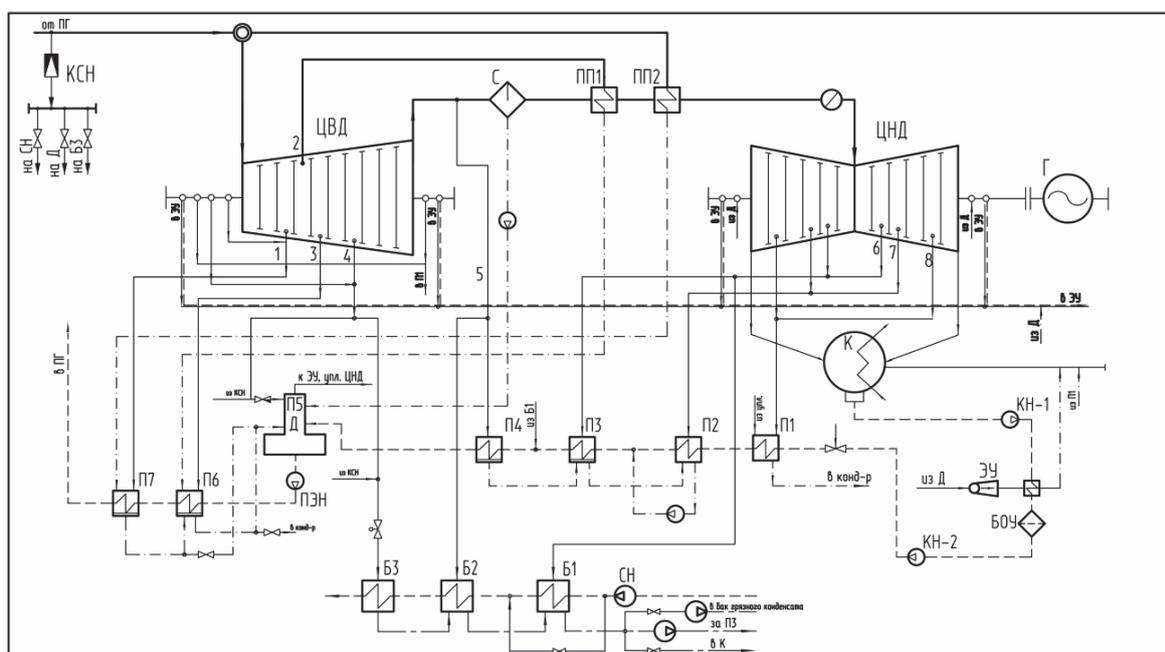


Рис. 3 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки КТ-100-6,7: Б1...Б3 – теплофикационные подогреватели; БОУ – блочная обессоливающая установка; Д – деаэратор; К – конденсатор; КН – конденсатный насос; КСН – коллектор собственных нужд; П1...П7 – подогреватели системы регенерации; ПЭН – питательный электронасос; ПП1 и ПП2 – первая и вторая ступени промпрегревателя; С – сепаратор; ЭУ – эжектор уплотнений

Основной конденсат после конденсатора типа К-8386 конденсатными насосами 1-й ступени подается через охладитель эжектора уплотнений на обессоливающую установку, а затем на всас конденсатных насосов 2-й ступени, предназначенных для подачи конденсата от обессоливающей установки через регенеративные подогреватели в деаэрактор.

Регенеративная установка предназначена для подогрева основного конденсата и питательной воды паром, отбираемым из паровой турбины, и состоит из четырех подогревателей низкого давления, деаэратора и двух подогревателей высокого давления.

Подогреватели низкого давления поверхностного типа, вертикальные. П1 не отключается по основному конденсату. П2, П3 и П4 отключаются по основному конденсату. Слив конденсата греющего пара подогревателей низкого давления каскадный. Конденсат греющего пара из П4 сливается в П3, откуда сливается в П2. Из П2 конденсат греющего пара насосом откачивается в линию основного конденсата между П2 и П3. Из П1 конденсат греющего пара через гидрозатвор сливается в конденсатор. Предусмотрены аварийные сливы конденсата греющего пара из П4, П3, П2.

Деаэрактор постоянного давления питается паром из отбора № 4 турбины, давление в деаэраторе 7 кгс/см^2 (абс.) (0,686 МПа) устанавливается и поддерживается с помощью регулирующего клапана. При снижении нагрузки и переключении питания деаэратора на КСН, в целях повышения экономичности предусматривается переключение сброса конденсата греющего пара ПП1 и ПП2, а также сброса дренажей П7 на деаэрактор и П6 в конденсатор.

В турбоустановке КТ-100-6,7 применен питательный насос с электроприводом.

Подогреватели высокого давления, поверхностного типа, вертикальные. Слив конденсата греющего пара из П7 осуществляется в П6, а из П6 конденсат греющего пара направляется в деаэрактор.

Промежуточный сепаратор-пароперегреватель (СПП) предназначен для удаления влаги и перегрева пара, поступающего в ЦНД. Каждый СПП представляет собой единую конструкцию, состоящую из сепарационного устройства и 2-х ступеней перегрева. Греющим паром для 2-й ступени перегрева является свежий пар, для 1-й ступени перегрева – пар второго отбора паровой турбины. Отсепарированная влага подается насосом из сепаратосборника в деаэрактор. Конденсат греющего пара 1-й и 2-й ступеней перегрева направляется через конденсатосборники соответственно в П6 и П7. Предусмотрены пускорезервные линии: отвод сепарата в П2 или РБ, отвод конденсата греющего пара 1-й и 2-й ступеней перегрева в деаэрактор.

Теплофикационная установка предназначена для централизованного теплоснабжения потребителей горячей водой. Максимальная теплофикационная нагрузка составляет 116,3 МВт (100 Гкал/ч) при трехступенчатом подогреве сетевой воды от $70 \text{ }^\circ\text{C}$ до $150 \text{ }^\circ\text{C}$.

Основной сетевой подогреватель Б-1 питается паром из отбора № 6 турбины при абсолютном давлении 0,111 МПа ($1,13 \text{ кгс/см}^2$); сетевой подогреватель Б-2 – из регулируемого отбора № 5 турбины при абсолютном давлении 0,294 МПа ($3,00 \text{ кгс/см}^2$); пиковый сетевой подогреватель Б-3 – из отбора № 4 турбины при абсолютном давлении 0,907 МПа ($9,25 \text{ кгс/см}^2$). При этом температура сетевой воды $150 \text{ }^\circ\text{C}$. При уменьшении тепловой мощности реакторной установки ниже 70 % от номинальной (ниже 196 МВт) питание Б-3 осуществляется от коллектора собственных нужд. Конденсат греющего пара сетевых подогревателей каскадно направляется из Б-3

в Б-2, из Б-2 в Б-1 и далее дренажными насосами в тракт основного конденсата между ПЗ и П4. Кроме того, предусмотрен резервный сброс конденсата греющего пара сетевых подогревателей в конденсатор.

Надежность теплоснабжения из отборов с нерегулируемым давлением

Бесперебойный отпуск теплоты в соответствии с потребностями систем теплоснабжения является важнейшим требованием, предъявляемым к работающим в них турбинам. Оно реализуется по четырем главным направлениям: высокая надежность турбины и отдельных ее элементов; надежность вспомогательного оборудования турбоустановки и возможность её длительной работы при выходе из строя отдельных элементов тепловой схемы; удовлетворение потребностей системы теплоснабжения при любых сочетаниях электрической и тепловой нагрузок в заданном диапазоне их изменения; рациональная структура энергоблоков и вопросы резервирования отпуска тепла.

Первоначальное значение для повышения надежности проточной части турбины имеют её прочностные, аэро- и вибродинамические характеристики. Широкий диапазон возможных изменений расхода пара в тот или иной отбор приводит к существенным изменениям объемного расхода пара через ступень, её мощности и теплоперепада. При этом необходимый запас прочности требуется обеспечить в режимах максимальной мощности, различных для различных групп ступеней.

Выявление сочетаний электрической и тепловой нагрузок, экстремальных по паровым усилиям, действующих на элементы проточной части, представляет собой самостоятельную задачу. Экстремальные режимы нужно учитывать при проектировании предотборных ступеней и с точки зрения устойчивости течения в них, необходимой для поддержания их высокой экономичности и надежности. Каждая из предотборных ступеней с учетом переменности её теплоперепада является аналогом последней ступени конденсационной турбины, поэтому для таких ступеней должен быть аналогичным и подход к выбору теплоперепада в расчетном режиме.

Значительная доля расхода пара в отбор, характерная для турбин рассматриваемого класса, увеличивает радиальную и окружную неравномерность параметров потока между предотборной и послеотборной ступенями. Первая из этих неравномерностей, не нарушая осесимметричности потока, не может явиться причиной появления переменных аэродинамических усилий, действующих на лопатки. Необходимо учитывать лишь вызванное ею перераспределение в радиальном направлении скоростей и углов потока, расходов пара и действующих на лопатки усилий.

Окружная неравномерность вызывает появление переменных аэродинамических сил, частота которых кратна (или равна) частоте вращения ротора [5]. Анализ исследований работы околоотборных ступеней позволяет утверждать, что при тщательном проектировании и соответствующей экспериментальной отработке можно обеспечить надежную и экономичную работу этих ступеней [6].

Выводы

1) Паротурбинная установка КТ-100-6,7, предназначенная для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии, является головным образцом паротурбинной установки для АЭС с реактором на быстрых нейтронах со свинцово-висмутовым теплоносителем СВБР-100.

2) Использование для увеличенного отпуска пара на теплофикацию в частности отборов с нерегулируемым давлением требует разработки новых технических решений.

3) Принятые конструкторские и схемные решения в турбоустановке КТ-100-6,7 и высокая степень унификации её элементов, отработанных и освоенных в изготовлении и эксплуатации на станциях, способствуют повышению качества её технического обслуживания и ремонтов, позволяют считать, что эта турбоустановка будет иметь высокие технико-экономические показатели, а также обеспечивают её высокую конкурентоспособность на внешнем рынке.

Список литературы: 1. О проекте СВБР-100 // Материалы из официального сайта Агентства атомных новостей [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://atominfo.ru/news9/i0092.htm>. – Заглавие с экрана. – 14.10.13. 2. Бузин, Д. П. Теплофикационные турбины с частичной тепловой нагрузкой [Текст] / Д. П. Бузин, Е. И. Бененсон // Энергомашиностроение. – 1972. – № 1. – С. 1–4. 3. РТМ 108.020.3386 Уплотнения лабиринтовые стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров. – СПб.: НПО ЦКТИ, 1998. 4. Левченко, Е. В. Разработка последних ступеней паровых турбин НПО «Турбоатом» [Текст] / Е. В. Левченко, В. П. Сухинин, Б. А. Аркадьев и др. // Теплоэнергетика. – М., 1994. – № 4. – С. 711. 5. Вирченко, М. А. Турбоустановка КТ-1070-60/1500 [Текст] / М. А. Вирченко, В. А. Матвеевко, Б. А. Аркадьев, А. Д. Кантемир, В. П. Сухинин, В. Ю. Иоффе // Энергомашиностроение. – М., 1986. – № 8. – С. 2–6. 6. Косяк, Ю. Ф. Турбоустановки с нерегулируемым давлением в отборах для комбинированной выработки электрической энергии и теплоты [Текст] / Ю. Ф. Косяк, М. А. Вирченко, В. А. Матвиенко и др. // Теплоэнергетика. – М., 1985. – № 7. – С. 6–12.

Bibliography (transliterated): 1. Petrochenko, V. "O proekte SVBR-100." *Materialy iz oficial'nogo sajta Agentsva atomnyh novostej*. Atominfo.ru, 2006. Web. 14 October 2013 <<http://atominfo.ru/news9/i0092.htm>>. 2. Buzin, D. P., and E. I. Benenson. "Teplofikacionnye turbiny s chastichnoj teplovoj nagruzkoj." *Jenergomashinostroenie* 1 (1972): 1–4. Print. 3. RTM 108.020.3386 *Uplotnenija labirintovye stacionarnyh parovyh i gazovyh turbin i kompressorov*. St. Petersburg: NPO CKTI, 1998. Print. 4. Levchenko, E. V., et al. "Razrabotka poslednih stupenej parovyh turbin NPO "Turboatom"." *Teplojenergetika* 4 (1994): 711. Print. 5. Virchenko, M. A., et al. "Turboustanovka KT-1070-60/1500." *Jenergomashinostroenie* 8 (1986): 2–6. Print. 6. Kosjak, Ju. F., et al. "Turboustanovki s nereguliruемым davleniem v otborah dlja kombinirovannoj vyrabotki jelektricheskoj jenergii i teploty" *Teplojenergetika* 7 (1985): 6–12. Print.

Поступила (received) 14.02.2014

УДК 621.165:532.6

А. В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; заместитель директора по научной работе ИПМаш НАНУ, Харьков;

А. Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;

А. Ю. КУЛТЫШЕВ, канд. техн. наук; главный конструктор ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;

В. Н. БИЛАН, канд. техн. наук; начальник отдела ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;

М. Ю. СТЕПАНОВ, начальник бюро ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;

А. В. СЕНЕЦКИЙ, канд. техн. наук; н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;

Н. В. ПАЩЕНКО, канд. техн. наук; м.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков

РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦСД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ Т-125/150-12,8 НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Представлены результаты расчетов трехмерных течений в двух модификациях цилиндров среднего давления (ЦСД) теплофикационных турбин серии Т-100: Т-120/130-12,8 – существующая турбина и Т-125/150-12,8 – новая турбина. Численные исследования выполнены с помощью программного комплекса *IPMFlow*. Проточная часть ЦСД Т-125/150-12,8 спроектирована с использованием нового метода параметризации и аналитического профилирования лопаток. Показано, что в разработанном ЦСД паровой турбины за счет применения современных профилей и уплотнений, а также перепрофилирования меридиональных обводов достигнут существенный прирост КПД.

Ключевые слова: паровая турбина, цилиндр среднего давления (ЦСД), проточная часть, пространственное течение, расчетные исследования.

Введение

ЗАО «Уральский Турбинный Завод» (УТЗ) имеет большой опыт проектирования и производства теплоэнергетического оборудования. Так им изготовлено более 800 паровых турбин общей мощностью 60 тыс. МВт для электростанций различных стран. В России и странах СНГ примерно половина установленной мощности теплофикационных турбин приходится на турбины УТЗ. В Москве на данный момент работает 48 турбин УТЗ, которые практически полностью обеспечивают потребность столицы РФ в тепле и электроэнергии [1]. На территории Украины установлено и эксплуатируется 6 турбин Т-250 и 6 турбин Т-100.

Паровые турбины семейства Т-100 предназначены для ТЭЦ больших и средних городов. Поскольку изначально для этих ТЭЦ не всегда точно известна тепловая нагрузка, либо она не обеспечивается в первые годы эксплуатации, турбины Т-100 проектировались с некоторой долей универсальности, т.е. они достаточно экономичны как при работе с различными тепловыми нагрузками, так и на конденсационных режимах.

Специалистами УТЗ разработаны подходы к проектированию проточных частей турбин, базирующиеся на использовании классических одномерных и эмпирических методов расчета. Однако для удовлетворения возрастающих требований к экономичности энергетического оборудования в последние годы при проектировании достаточно широкое применение получили программные комплексы расчета трехмерных турбулентных течений, основанные на численном интегрировании дифференциальных уравнений газовой динамики (*Fluent, CFX, Ansys* и др.).

© А.В. Русанов, А.Л. Шубенко, А.Ю. Култышев, В.Н. Билан, М.Ю. Степанов, А.В. Сенецкий, Н.В. Пашенко, 2014

Их большим преимуществом является высокая информативность получаемых результатов, анализ которых позволяет определить направления и способы газодинамического совершенствования проточных частей энергетических машин.

В статье представлены результаты расчетов трехмерных течений в двух модификациях цилиндров среднего давления (ЦСД) теплофикационных турбин серии Т-100: Т-120/130-12,8 – существующая турбина, Т-125/150-12,8 – новая турбина, проточная часть ЦСД которой предложена авторами статьи. Показано, что за счет использования новых профилей лопаток, специальных форм меридиональных обводов и современных уплотнений можно добиться значительного увеличения КПД проточной части.

Метод расчета и аналитического профилирования проточных частей осевого типа

Для численного исследования трехмерных течений пара в проточной части паровой турбины применялся программный комплекс *IPMFlow*, являющийся развитием программ *FlowER* и *FlowER-U* [2, 3]. Математическая модель комплекса основана на численном интегрировании осредненных по Рейнольдсу нестационарных уравнений Навье-Стокса с помощью неявной квазимонотонной *ENO*-схемы повышенной точности и двухпараметрической дифференциальной модели турбулентности *SST* Ментера. Для учета термодинамических свойств рабочего тела используется интерполяционно-аналитический метод аппроксимации уравнений формуляции *IAPWS-95* [4, 5]. Результаты расчетов, полученные с помощью программного комплекса *IPMFlow*, обладают необходимой достоверностью как по качественной структуре течения, так и по количественной оценке характеристик изолированных турбинных решеток и проточных частей турбомашин в целом [6, 7].

Для построения геометрии лопаточного венца проточной части осевой турбины используется метод параметризации и аналитического профилирования лопатки [8], задаваемой произвольным набором плоских профилей, каждый из которых рассматривается в декартовой системе координат с осью абсцисс, параллельной оси турбины, и осью ординат, совпадающей с фронтом решетки (рис. 1).

Профиль описывается входной и выходной кромками, а также кривыми спинки и корытца. Входная и выходная кромки являются окружностями, а кривые спинки – многочленами 5-го порядка, корытца – многочленами 4-го порядка вида:

$$y(x) = \sum_{i=0}^5 a_i x^i, \quad a_i = \text{const}; \quad (1)$$

$$y(x) = \sum_{i=0}^4 a_i x^i, \quad a_i = \text{const}. \quad (2)$$

Для задания решетки профилей исходными данными являются: b_x – ширина профиля; α_1 – скелетный угол решетки на входе; t – шаг решетки; α_{2ef} – эффективный угол выхода потока; r_1 – радиус входной кромки; r_2 – радиус выходной кромки; $\Delta\alpha_1$, $\Delta\alpha_2$ – углы «заострения» входной и выходной кромок; $\alpha_{2ск}$ – угол «скоса» спинки, $\alpha_{co} = \alpha_{2s} + \alpha_{2ск}$; 1сп, 2сп, 1кор, 2кор – точки сопряжения входных и выходных кромок с кривыми спинки и корытца (см. рис. 1).

Коэффициенты кривой (1), описывающей спинку, рассчитываются итерационно из соотношений

$$\left\{ \begin{array}{l} y'_{сп}(x_{1сп}) = \operatorname{tg}(\alpha_1 + \Delta\alpha_1) \\ y''_{сп}(x_{1сп}) = \{y''_{сп,0}\} \\ y_{сп}(x_O) = y_O \\ y'_{сп}(x_O) = \operatorname{tg}(\alpha_{co}) \\ y_{сп}(x_{2сп}) = y_{2сп} \\ y'_{сп}(x_{2сп}) = \operatorname{tg}\{\alpha_{2s}\} \end{array} \right. , \quad (3)$$

где $x_{1сп}$, $y_{1сп}$, $x_{2сп}$, $y_{2сп}$ – координаты точек касания кривой корытца с окружностями входной и выходной кромок, которые определяются по заданному углу $\alpha_1 - \Delta\alpha_1$ на входной кромке и варьируемому углу α_{2c} на выходной кромке.

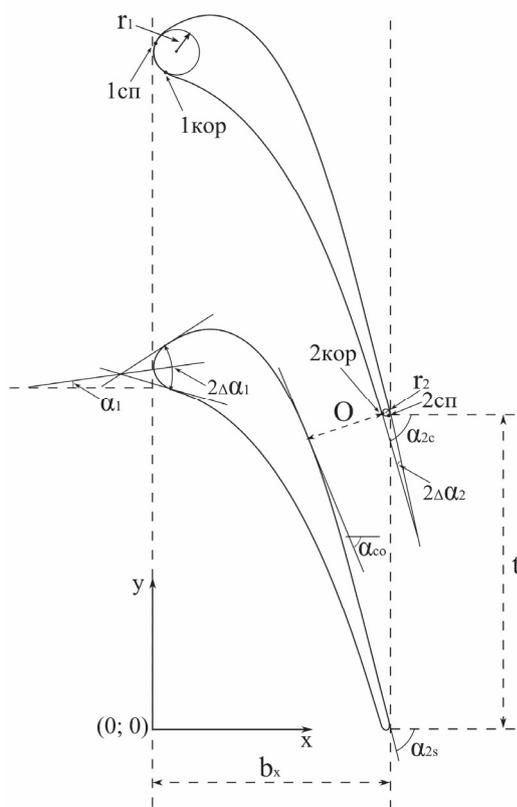


Рис. 1 – Решетка профилей

Варьируемыми параметрами для соотношений (3) являются α_{2s} и $y''_{сп,0}$, подбор которых должен обеспечить заданную величину горла решетки O , а также удовлетворить требованию минимального значения максимальной кривизны на множестве кривых (1) [9]. Величина горла определяется по заданным значениям шага решетки и эффективному углу $O = t \cos \alpha_{2ef}$.

После определения кривой спинки и вписывания входной и выходной кромок итерационно рассчитываются коэффициенты кривой (2) для корытца с использованием соотношений

$$\left\{ \begin{array}{l} y_{кор}(x_{1кор}) = y_{1кор} \\ y'_{кор}(x_{1кор}) = \operatorname{tg}(\alpha_1 - \Delta\alpha_1) \\ y''_{кор}(x_{1кор}) = \{y''_{кор,0}\} \\ y_{кор}(x_{2кор}) = y_{2кор} \\ y'_{кор}(x_{2кор}) = \operatorname{tg}\alpha_{2c} \end{array} \right. , \quad (4)$$

Угол α_{2c} выбирается в интервале α_{co} и α_{2s} таким образом, чтобы обеспечить минимальное значение максимальной кривизны кривой корытца [9], либо задается равными $\alpha_{2s} - \Delta\alpha_2$.

Численный анализ газодинамической эффективности проточной части ЦСД теплофикационной турбины Т120/130-12,8-8МО. Определение направлений совершенствования

На рис. 2 представлен вид, а в табл. 1 – основные геометрические характеристики ступеней проточной части ЦСД турбины Т-120/130-12,8. ЦСД включает 14 ступеней, образующих 6 отсеков, состоящих из: 1–2, 3–5, 6–8, 9–10, 11–12 и 13–14 ступеней соответственно. Лопатки направляющих аппаратов, за исключением последней ступени, имеют постоянную форму сечения профиля, а лопатки рабочих

колес первых пяти ступеней цилиндрические, остальные – с переменными по высоте профилями. Между отсеками расположены отборы пара, причем между 5 и 6 отсеками – теплофикационный отбор.

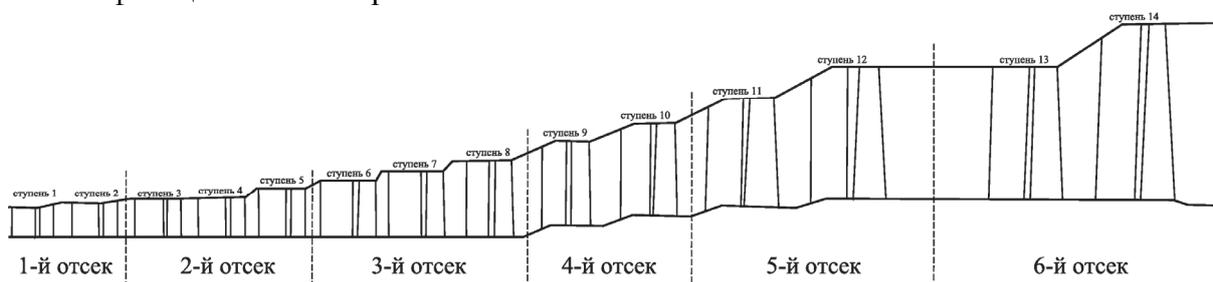


Рис. 2 – Меридиональная проекция исходной проточной части ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Таблица 1
Основные геометрические характеристики ступеней ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Ступень	Венец	$D_{\text{ср}}$, мм	l/b	t/b (на среднем диаметре)	$D_{\text{ср}}/l$	Z , шт	$\alpha_{1\text{эф}}/\beta_{2\text{эф}}$, градус
1	НА	1064,5	0,830	0,740	17,032	60	13,21
	РК	1066,0	2,134	0,652	16,152	166	21,22
2	НА	1072,5	0,781	0,746	15,213	50	13,39
	РК	1074,0	2,393	0,657	14,514	166	21,32
3	НА	1079,5	0,858	0,746	13,929	50	13,21
	РК	1081,0	2,619	0,662	13,346	166	21,38
4	НА	1084,0	0,908	0,754	13,220	50	13,00
	РК	1085,5	2,765	0,664	12,696	166	21,47
5	НА	1099,5	1,080	0,765	11,277	50	13,09
	РК	1101,5	3,282	0,674	10,852	166	21,62
6	НА	1116,0	0,937	0,720	9,789	40	13,00
	РК	1118,0	2,726	0,646	9,475	128	20,49
7	НА	1138,0	1,118	0,773	8,368	38	13,24
	РК	1140,0	3,235	0,646	8,143	128	20,52
8	НА	1158,0	2,076	0,672	7,423	72	13,44
	РК	1160,0	3,604	0,662	7,250	128	20,40
9	НА	1221,0	2,369	0,709	6,860	72	13,24
	РК	1222,0	4,024	0,663	6,714	134	20,12
10	НА	1279,0	2,160	0,742	6,559	60	15,13
	РК	1280,0	3,674	0,659	6,400	112	23,20
11	НА	1351,0	1,866	0,698	5,952	50	15,01
	РК	1352,0	3,110	0,562	5,828	102	23,36
12	НА	1434,0	2,293	0,670	5,140	56	16,59
	РК	1435,0	3,804	0,717	5,035	86	24,20
13	НА	1434,0	2,293	0,661	5,140	56	15,90
	РК	1435,0	3,804	0,616	5,035	100	22,77
14	НА	1524,0	2,900	0,649	4,130	58	17,91
	РК	1525,0	5,002	0,743	4,067	86	23,45

Исходные газодинамические данные для проведения численного исследования брались из результатов тепловых расчетов УТЗ (табл. 2). Трехмерные газодинамические расчеты выполнены на разностной сетке, содержащей приблизительно 500 тыс. ячеек в каждом венце.

Таблица 2
Основные газодинамические параметры в зазорах между ступенями ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Номер ступени	Полное давление на входе $P_{вх}$, МПа	Плотность на входе ρ , кг/м ³	Полная температура на входе t , °С	Статическое давление на выходе $P_{вых}$, МПа
1	3,4157	12,273	377,1	2,7822
2	2,7822	10,377	351,5	2,2673
3	2,2673	8,78	326,9	1,8289
4	1,8289	7,372	301,9	1,4681
5	1,4681	6,168	277,2	1,1729
6	1,1729	5,145	252,9	0,9336
7	0,9336	4,282	229,1	0,7414
8	0,7414	3,559	206,0	0,5678
9	0,5678	2,859	180,5	0,4187
10	0,4187	2,253	153,1	0,3030
11	0,3030	1,697	133,8	0,1893
12	0,1893	1,092	118,6	0,1021
13	0,1021	0,6130	100,2	0,0626
14	0,0626	0,3879	87,1	0,0384

Анализ полученных результатов расчетов позволяет утверждать, что картина обтекания лопаточных аппаратов всех ступеней в целом является достаточно благоприятной.

На рис. 3 в качестве примера показана визуализация обтекания направляющих и рабочих лопаток в средних сечениях ступеней № 1, 8, 14. На графиках распределения статического давления на поверхностях лопаток видна немонотонность изменения давления на стороне разряжения профилей (рис. 4), что вызвано, прежде всего, несовершенством геометрической формы лопаточных аппаратов (разрывами значений второй производной на спинке и корытце). В меридиональной плоскости в периферийных сечениях имеют место отрывы потока. Особенно сильно этот эффект наблюдается в ступенях третьего отсека (рис. 5).

В табл. 3 приведены значения КПД для каждой ступени ЦСД турбины Т-120/130-12,8. Величины КПД без учета потерь от влажности и с учетом этих потерь определялись по формулам:

$$\eta'_{i\text{СТ}} = \frac{N_{\text{СТ}}}{H'_{\text{ад}} G_0} = \frac{N_{\text{СТ}}}{(i_{\text{ос}}^* - i_{2c\text{ ад}}^*) G_0}; \quad \eta_{i\text{СТ}}^{\text{ОТ}} = \frac{N_{\text{СТ}}^{\text{ОТ}}}{H'_{\text{ад}} G_0} = \frac{N_{\text{СТ}} X}{H'_{\text{ад}} G_0},$$

где $N_{\text{СТ}}$ – мощность ступени; X – степень сухости на выходе из ступени; G_0 – расход пара на ступень; $H'_{\text{ад}}$ – адиабатический теплоперепад на ступень.

Значения суммарного КПД ЦСД без учета и с учетом потерь от влажности составляют 89,4 % и 87,88 % соответственно. В эти КПД включены потери с выходной скоростью потоков пара уходящих в отборы и на выход проточной части.

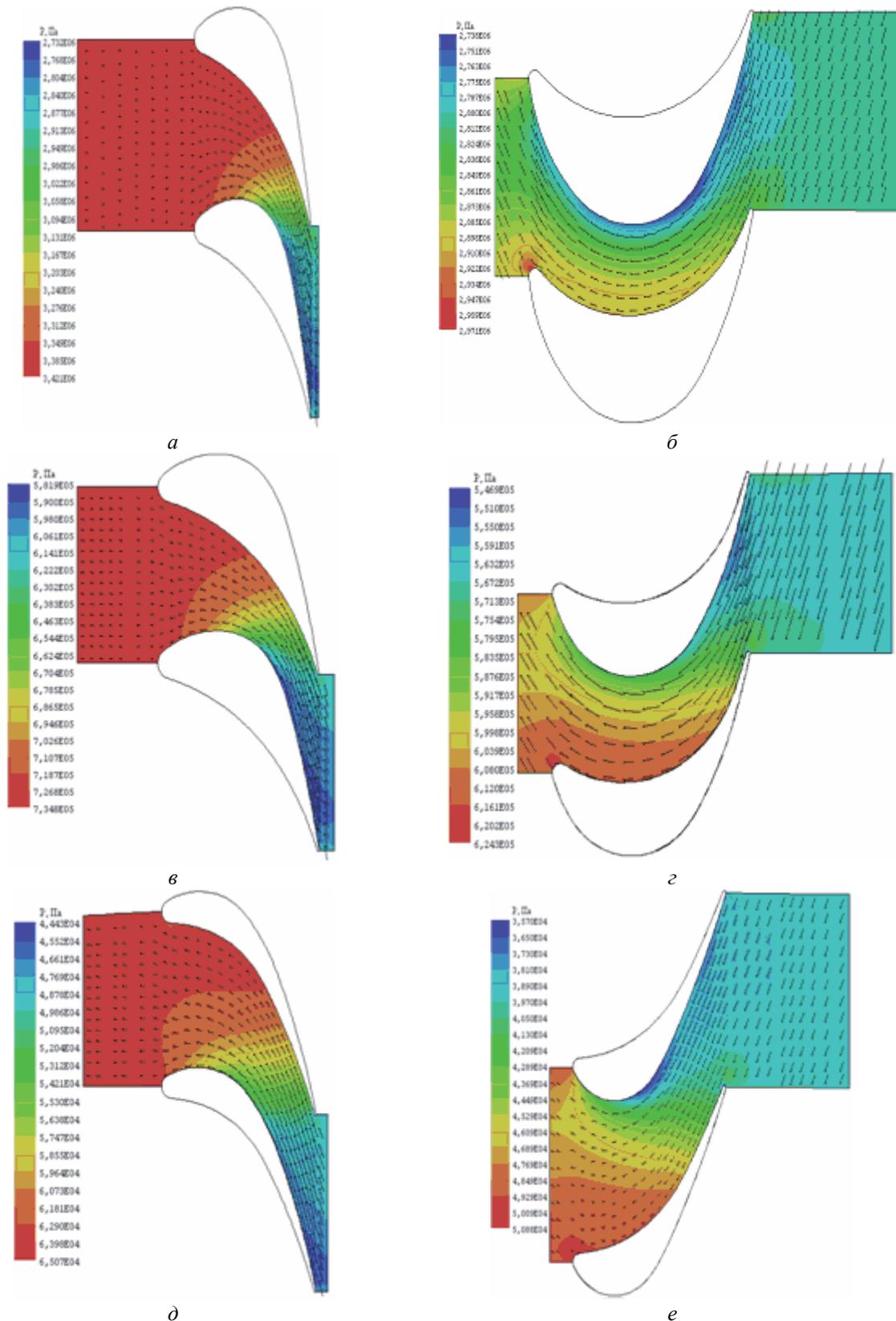


Рис. 3 – Картина обтекания НА и РК в средних сечениях ступеней 1, 8, 14 ЦСД турбины Т-120/130-12,8:
a – НА 1-я ступень; *б* – РК 1-я ступень; *в* – НА 8-я ступень;
г – РК 8-я ступень; *д* – НА 14-я ступень; *е* – РК 14-я ступень

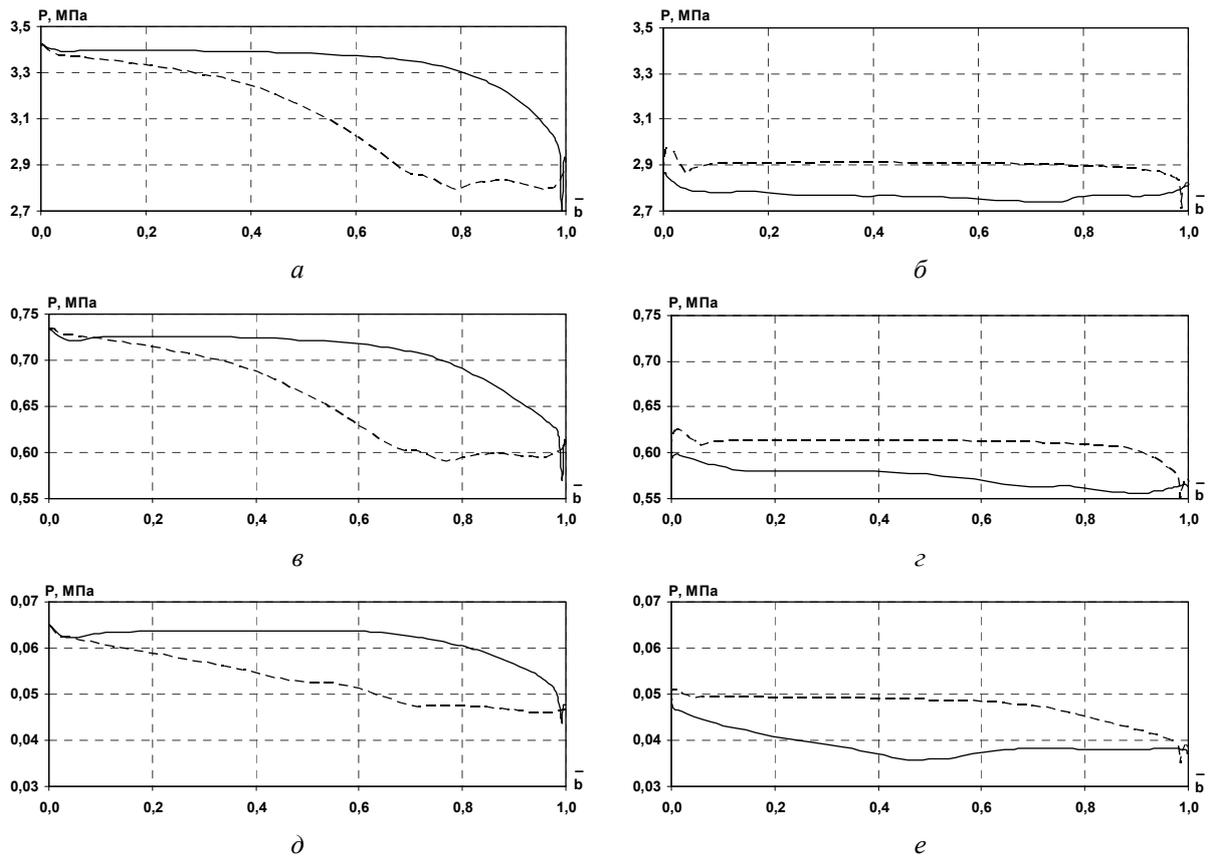


Рис. 4 – Распределение давления вдоль поверхности профиля направляющих и рабочих лопаток ступеней ЦСД турбины Т-120/130-12,8: а – НА 1-я ступень; б – РК 1-я ступень; в – НА 8-я ступень; г – РК 8-я ступень; д – НА 14-я ступень; е – РК 14-я ступень

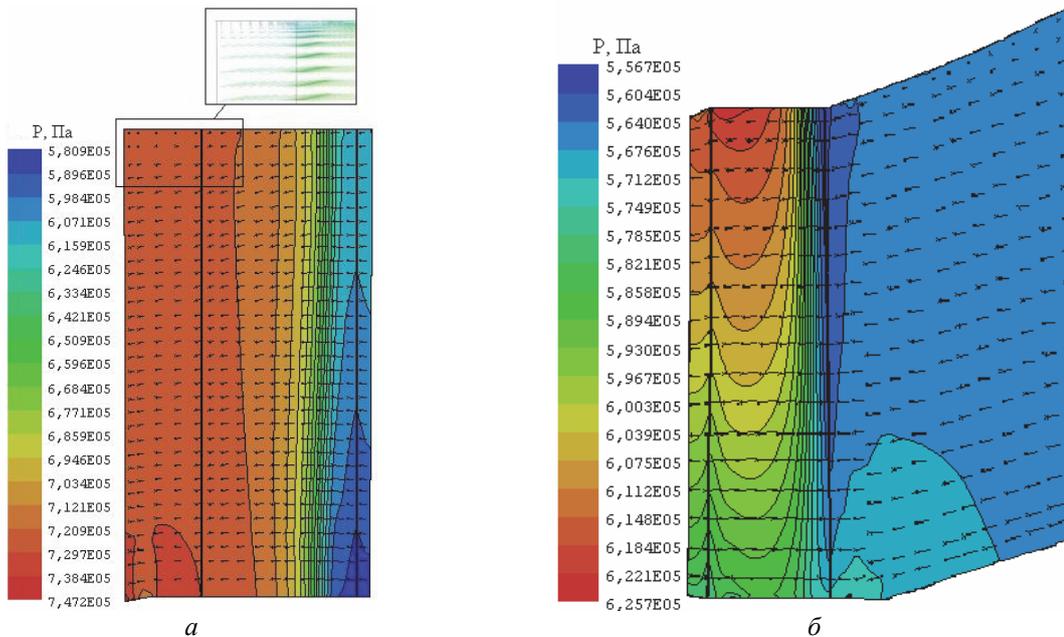


Рис. 5 – Картина обтекания в меридиональной плоскости НА а и РК б в средних сечениях ступени 8

КПД ступеней ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Параметр	Номер ступени						
	1	2	3	4	5	6	7
КПД без учета потерь от влажности, %	89,82	89,8	89,66	87,67	89,05	88,05	88,78
КПД с учетом потерь от влажности, %	89,82	89,8	89,66	87,67	89,05	88,05	88,78
Параметр	Номер ступени						
	8	9	10	11	12	13	14
КПД без учета потерь от влажности, %	89,82	89,66	90,0	89,78	91,02	90,76	91,52
КПД с учетом потерь от влажности, %	89,82	89,66	88,7	86,84	85,09	84,24	83,18

По результатам проведенных исследований можно сделать вывод, что уровень газодинамического совершенства профилей и выбор геометрических характеристик ступеней достаточно хороший. Дальнейшего повышения газодинамической эффективности проточной части можно добиться за счет выполнения следующих мероприятий:

- замена профилей на более современные и применение лопаток начиная с 6-й ступени с переменным профилем по высоте (ожидаемый выигрыш по КПД (1,0–2,0) %);
- изменение формы периферийных меридиональных обводов в межступенчатых зазорах для уменьшения отрывов потока в этих областях (ожидаемый выигрыш по КПД (0,5–1,0) %);
- замена уплотнений в надбандажных и междисковых каналах на более современные (ожидаемый выигрыш по КПД (1,0–1,5) %).

Проектирование и газодинамическое совершенствование проточной части ЦСД теплофикационной турбины Т125/150-12,8

С учетом выводов, сделанных по результатам исследований проточной части ЦСД турбины Т-120/130-12,8, разработан проект новой проточной части ЦСД турбины Т-125/150-12,8 (рис. 6 и 7). Предварительное проектирование этой турбины выполнено с помощью методов разработанных специалистами УТЗ [10]. В результате которого получено количество ступеней в цилиндре, распределение тепловых перепадов между ступенями и отсеками ступеней, а также основные базовые геометрические характеристики проточной части. Дальнейшее проектирование ЦСД турбины Т-125/150-12,8 выполнено с использованием описанной выше методики профилирования проточных частей турбин осевого типа. В табл. 4

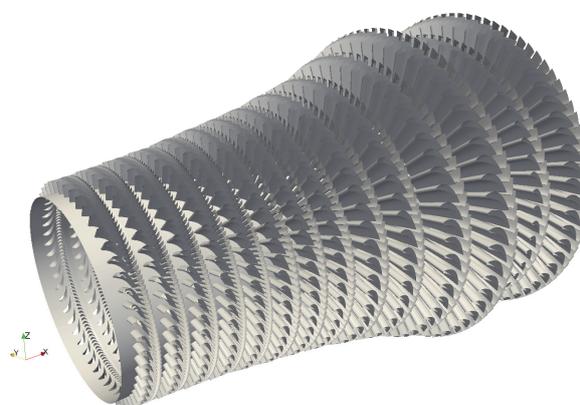


Рис. 6 – Визуализация трехмерной модели ЦСД турбины Т-125/150-12,8

представлены основные геометрические характеристики проточной части.

В новом ЦСД лопатки первых пяти ступеней выполнены с постоянными по высоте сечениями профиля, а остальные – с переменными (см. рис. 8). Для уменьшения отрывов потока периферийные обводы имеют более плавную форму, а лопатки НА начиная с 7-й ступени выполнены с увеличивающейся по высоте хордой (см. рис. 7 и 8). Исходные газодинамические данные для проведения численных исследований брались из результатов тепловых расчетов УТЗ (табл. 5).

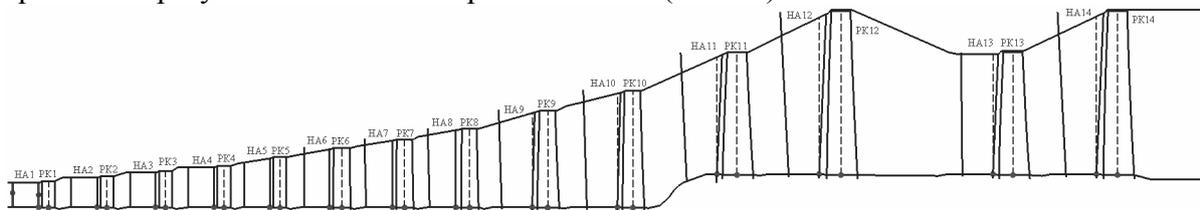


Рис. 7 – Меридиональная проекция проточной части ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Таблица 4

Геометрические параметры ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Ступень	Венец	D_{cp} , мм	l/b	t/b (на среднем диаметре)	D_{cp}/l	Z , шт	$\alpha_{1эф}/\beta_{2эф}$, градус
1	НА	1059,0	0,613	0,703	18,579	50	13,11
	РК	1061,0	1,983	0,669	17,393	162	19,30
2	НА	1070,0	0,727	0,719	15,735	50	13,01
	РК	1072,0	2,342	0,668	14,889	164	19,30
3	НА	1082,0	0,858	0,729	13,525	50	12,31
	РК	1084,0	2,752	0,672	12,905	166	18,82
4	НА	1094,0	0,975	0,728	11,891	50	12,08
	РК	1096,0	3,145	0,671	11,417	168	19,40
5	НА	1114,0	1,172	0,704	9,946	52	12,57
	РК	1116,0	3,743	0,665	9,621	170	19,11
6	НА	1135,0	1,421	0,733	8,534	52	12,21
	РК	1137,0	3,091	0,707	8,299	114	19,01
7	НА	1155,0	1,610	0,707	7,549	54	13,15
	РК	1157,0	3,577	0,714	7,369	116	19,75
8	НА	1179,0	1,834	0,711	6,661	54	14,21
	РК	1181,0	4,065	0,706	6,525	118	20,46
9	НА	1220,0	1,880	0,689	5,596	48	13,91
	РК	1223,0	3,817	0,652	5,484	100	20,00
10	НА	1265,0	2,260	0,683	4,810	50	14,80
	РК	1269,0	4,509	0,638	4,717	104	19,86
11	НА	1428,0	2,264	0,662	5,212	56	15,41
	РК	1432,0	3,691	0,680	5,078	86	20,56
12	НА	1520,0	2,961	0,644	4,153	60	16,41
	РК	1523,0	4,805	0,718	4,083	86	21,00
13	НА	1429,0	2,385	0,695	5,196	56	17,31
	РК	1432,0	3,723	0,686	5,078	86	23,16
14	НА	1528,0	3,068	0,653	4,086	60	18,60
	РК	1529,0	4,891	0,719	4,034	86	23,01

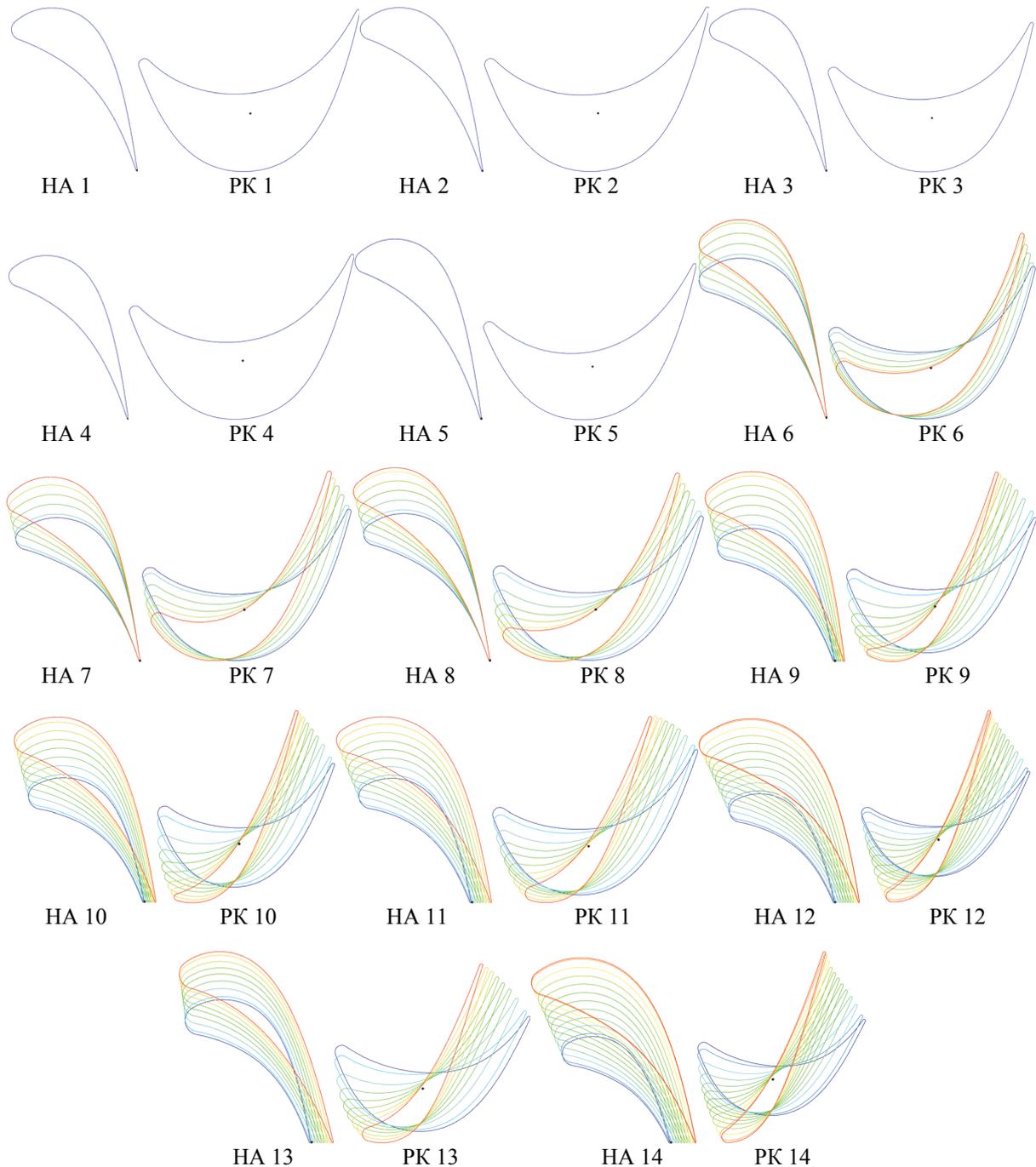


Рис. 8 – Профили лопаток проточной части ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Из представленных на рис. 9 и в табл. 6 результатов видно, что все ступени новой конструкции ЦСД имеют более высокое значение КПД. Суммарный КПД предлагаемой конструкции без учета влажности составил 92,3 %, а с учетом – 90,1 %. По результатам визуализации течения в средних сечениях межлопаточных каналов (рис. 10), как и в существующей конструкции, можно говорить о благоприятной картине обтекания. Использование гладких профилей позволило получить более монотонные распределения статического давления на поверхностях лопаток (рис. 11). Отрывы потока в меридиональной плоскости на периферии практически полностью исчезли (рис. 12).

Таблица 5

Основные газодинамические параметры в зазорах между ступенями ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Номер ступени	Полное давление на входе $P_{вх}$, МПа	Плотность на входе ρ , кг/м ³	Полная температура на входе t , °С	Статическое давление на выходе $P_{вых}$, МПа
1	3,3271	11,9411	366,1	2,6901
2	2,6901	10,0681	338,4	2,1822
3	2,1822	8,5143	312,2	1,7447
4	1,7447	7,1202	285,3	1,3784
5	1,3784	5,9020	258,1	1,0831
6	1,0831	4,8739	231,5	0,8361
7	0,8361	3,9702	204,4	0,6380
8	0,6380	3,2062	177,6	0,4774
9	0,4774	2,5505	150,6	0,3509
10	0,3509	1,9121	139,0	0,2548
11	0,2548	1,4163	128,1	0,1630
12	0,1630	0,9323	113,9	0,1021
13	0,1021	0,6020	100,2	0,0663
14	0,0663	0,4019	88,51	0,0408

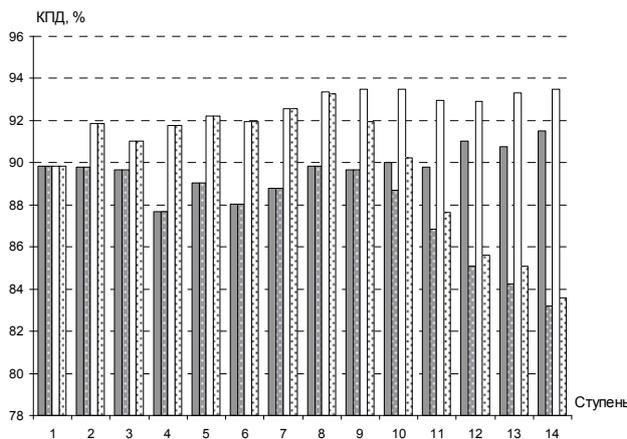


Рис. 9 – КПД проточной части в ступенях ЦСД турбин Т-120/130-12,8 и Т-125/150-12,8:

■, ■ – Т-120/130-12,8; ■, ■ – Т-125/150-12,8;
 ■, ■ – КПД без учета потерь от влажности;
 ■, ■ – КПД с учетом потерь от влажности

Таблица 6

КПД ступеней ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Номер ступени	КПД без учета потерь от влажности, %	КПД с учетом потерь от влажности, %
1	89,85	89,85
2	91,85	91,85
3	91,03	91,03
4	91,76	91,76
5	92,22	92,22
6	91,96	91,96
7	92,56	92,56
8	93,37	93,25
9	93,47	91,96
10	93,48	90,25
11	92,97	87,65
12	92,93	85,60
13	93,32	85,10
14	93,49	83,59

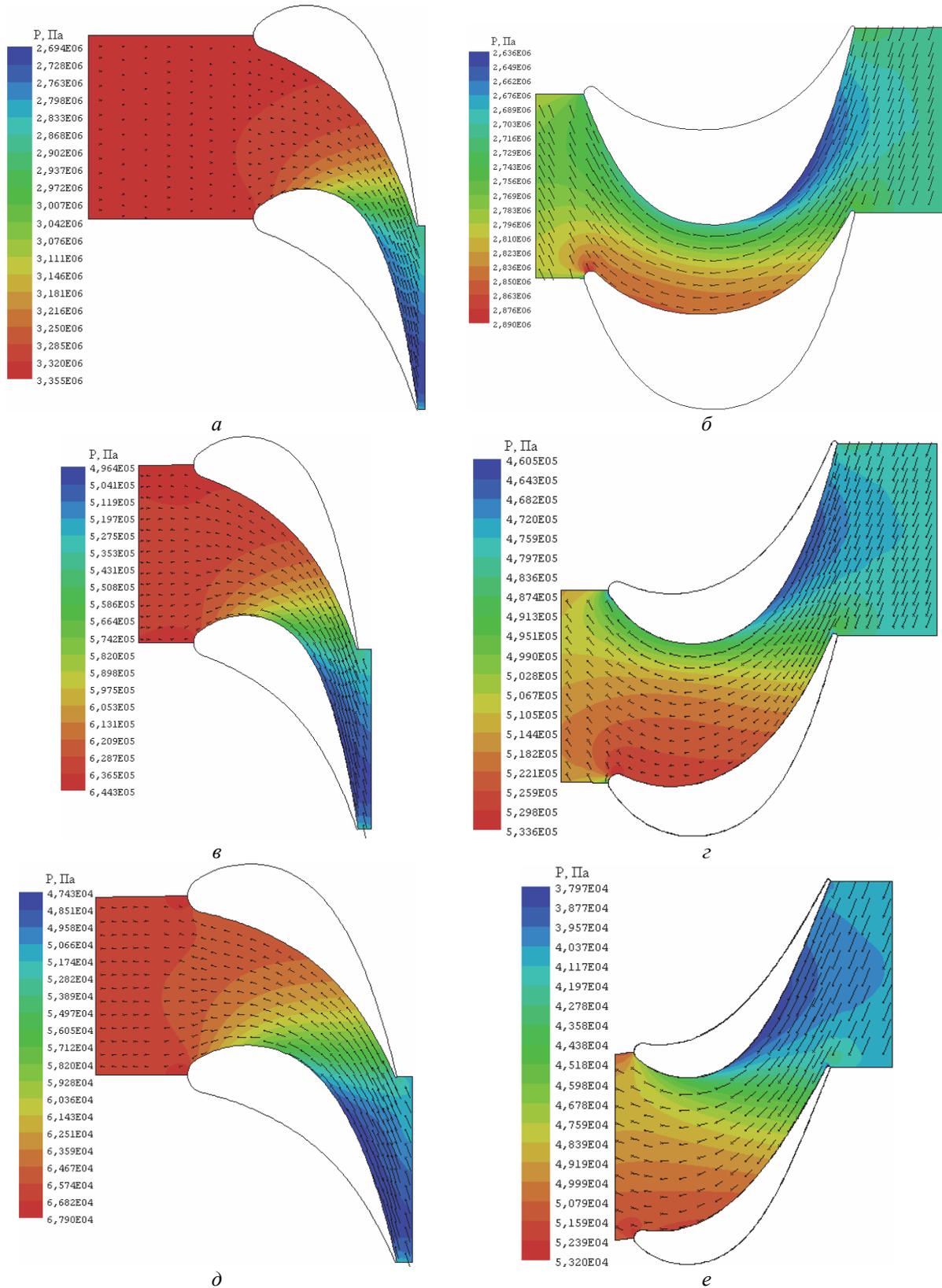


Рис. 10 – Картина обтекания НА и РК в средних сечениях ступеней 1, 8, 14 ЦСД турбины Т-125/150-12,8: *a* – НА 1-я ступень; *б* – РК 1-я ступень; *в* – НА 8-я ступень; *г* – РК 8-я ступень; *д* – НА 14-я ступень; *е* – РК 14-я ступень

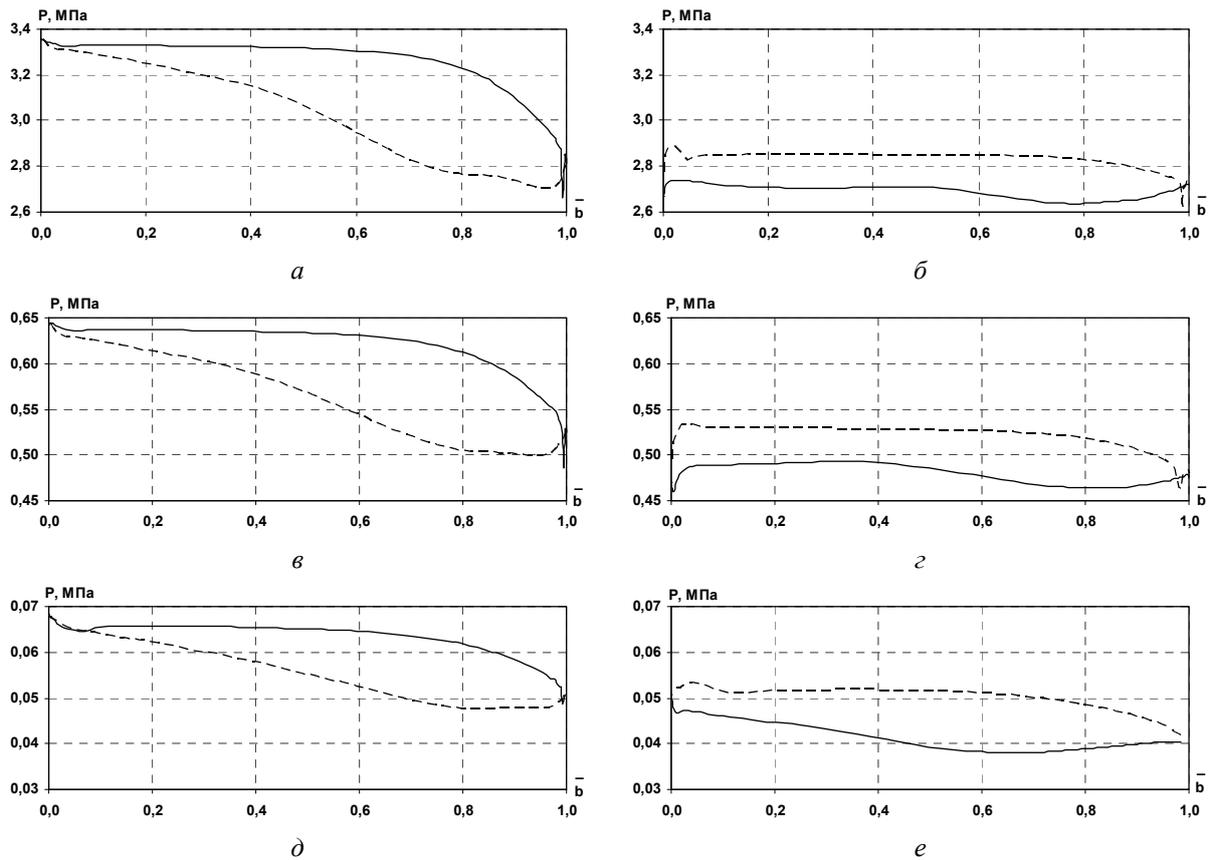


Рис. 11 – Распределение давления вдоль поверхности профиля модернизированных направляющих и рабочих лопаток ступеней ЦСД турбины Т-125/150-12,8:
 а – НА 1-я ступень; б – РК 1-я ступень; в – НА 8-я ступень;
 г – РК 8-я ступень; д – НА 14-я ступень; е – РК 14-я ступень

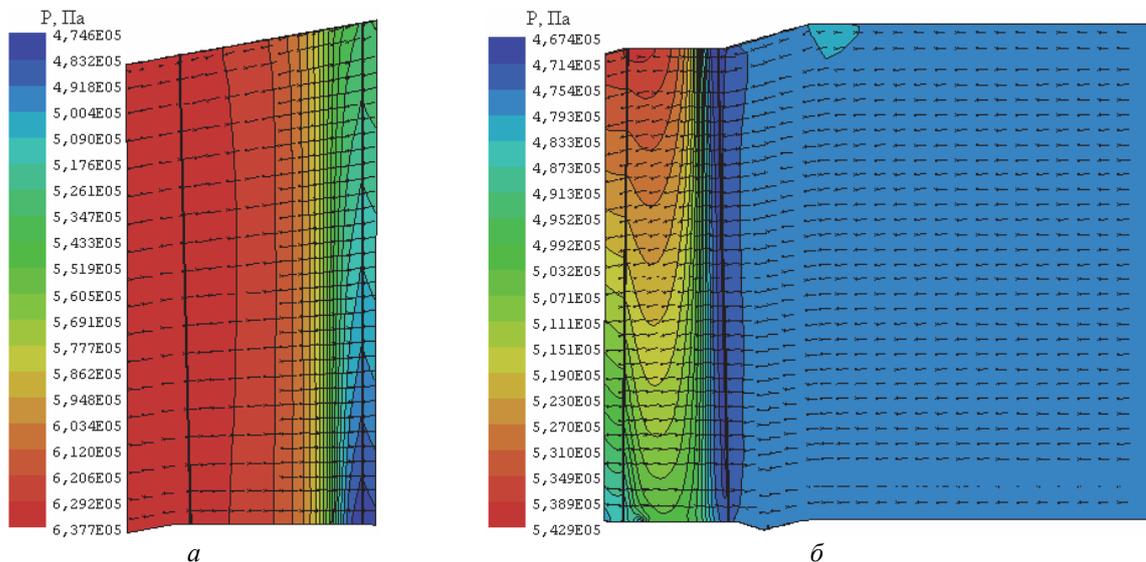


Рис. 12 – Картина обтекания в меридиональной плоскости НА а и РК б в средних сечениях проточной части (на примере 8-й ступени)

Выводы

Выполнено численное исследование двух вариантов ЦСД паровых турбин Т-120/130-12,8 (существующая турбина) и Т-125/150-12,8 (новая турбина). Показано, что в новой турбине за счет применения современных профилей лопаток и уплотнений,

а также изменения формы меридиональных обводов КПД ЦСД существенно выше. Так КПД без учета потерь от влажности увеличился на 2,9 %, а с учетом – на 2,2 % и составил 92,3 % и 90,1 % соответственно.

Список литературы: 1. ЗАО «Уральский турбинный завод» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.utz.ru>. – Загл. с экрана. – 12.01.2014. 2. А.с. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С. В. Ершов, А. В. Русанов. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав, ПА № 77; 19.02.96. – 1 с. 3. Русанов, А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст] / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 4. IAPWS, Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. – Available from: <http://www.iapws.org>. 5. Русанов, А. В. Моделирование 3D течений в проточной части ЦНД паровой турбины с использованием системы уравнений термодинамических свойств воды и водяного пара IAPWS-95 [Текст] / А. В. Русанов, П. Лампарт, Н. В. Пашенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7(94). – С. 107–113. – ISSN 1727-7337. 6. 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, Politechnika Lodzka, Lodz, Poland. – 2002. – No. 122. – P. 63–70. 7. 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. – Х.: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 23–31. 8. Русанов, А. В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин [Текст] / А. В. Русанов, Н. В. Пашенко, А. И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2/7(38). – С. 32–37. – ISSN 1729-3774. 9. Бойко, А. В. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко. – Х.: Вища школа, 1989. – 217 с. – ISBN 5-11-000692-X. 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.

Bibliography (transliterated): 1. ZAO "Ural'skij turbinnij zavod". "ZAO "Ural'skij turbinnij zavod"." ZAO "Ural'skij turbinnij zavod". ZAO "Ural'skij turbinnij zavod". 2010. Web. 01 February 2014 <<http://www.utz.ru>>. 2. Jershov, S. V., and A. V. Rusanov. *Kompleks program rozrahunku tryvymirnyh techij gazu v bagatovincevyh turbomashynah "FlowER"*. U PA 77. 19 February 1996. 3. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. *Matematicheskoe modelirovanie nestacionarnykh gazodinamicheskikh processov v protochnykh chastjah turbomashin*. Kharkov: IPMash NAN Ukrainy, 2008. Print. 4. Working Group. "Thermophysical Properties of Water and Steam" (TPWS). "Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use." *IAPWS (The International Association for the Properties of Water and Steam)*. IAPWS, 2013. Web. 01 February 2014 <<http://www.iapws.org/relguide/IAPWS-95.html>>. 5. Rusanov, A. V., P. Lampart and N. V. Pashhenko. "Modelirovanie 3D techenij v protochnoj chasti CND parovoj turbiny s ispol'zovaniem sistemy uravnenij termodinamicheskikh svojstv vody i vodjanogo para IAPWS-95." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 7(94) (2012): 107–113. ISSN 1727-7337. Print. 6. Lampart, P., S. Yershov and A. Rusanov. "Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases" *International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Lodzka, Lodz, Poland*. No. 122. 2002. 63–70. Print. 7. Homylev, S. A., S. B. Reznik and S. V. Ershov. "Chislennoe issledovanie obtekanija turbinnyh reshetok profilej: chast' 1 – verifikacija raschetnogo metoda" *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "HPI"*. No. 6. Kharkov: NTU "HPI", 2008. 23–31. Print. 8. Rusanov, A. V., N. V. Pashhenko and A. I. Kos'janova. "Metod analiticheskogo profilirovanija lopatochnyh vencov protochnykh chastej osevyh turbin." *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 2/7(38) (2009): 32–37. ISSN 1729-3774. Print. 9. Bojko, A. V., and Ju. N. Govorushhenko. *Osnovy teorii optimal'nogo proektirovanija protochnoj chastej osevyh turbomashin*. Kharkov: Vishha shkola, 1989. ISBN 5-11-000692-X. Print. 10. Bilan, A. V., and V. N. Bilan. "Avtomatizirovannoe proektirovanie lopatok parovyh turbin." *Kompressornoe i jenergeticheskoe mashinostroenie* 3(5) (2006): 66–68. Print.

Поступила (received) 14.02.2014

УДК 621.165

А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. НТУ «ХПИ»;
Ю. Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ»;
В. С. БАРАННИК, аспірант НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА СОХРАНЕНИЯ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ РЕШЕТКИ НА РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Выполнена пространственная оптимизация стандартного профиля турбинной решетки с учетом ограничений на расход рабочего тела и прочность профиля. Показана возможность повышения аэродинамической эффективности рассмотренного турбинного профиля. Проведено сравнение полученных результатов с более ранними исследованиями. Помимо этого, для более детального анализа результатов приведены графики распределения потерь по высоте турбинной лопатки. Также, рассмотрен метод построения турбинных профилей с помощью кривых Безье.

Ключевые слова: пространственная оптимизация, турбинная лопатка, функциональные ограничения, исходная форма лопатки, оптимальная форма лопатки, интегральные потери, кривая Безье.

Введение

Постановка задачи оптимального проектирования турбинных ступеней подразумевает повышение эффективности данной ступени при учете ряда противоречивых ограничений. Наиболее важными среди них являются прочностные ограничения и ограничения на расход рабочего тела через решетку. Ранее данному вопросу было посвящено большое количество исследований, которые показали возможность повышения аэродинамической эффективности направляющего аппарата при соблюдении выше упомянутых ограничений [1–3]. Однако, проводя анализ полученных результатов, было замечено, что соблюдение пропускной способности решетки в данных постановках приводит к значительному отличию эффективности полученного оптимального варианта от варианта без ограничений, и, как следствие, не позволяет получать существенный выигрыш при оптимизации. Исходя из этого, возникает вопрос об изменении постановки задачи (а именно, способа соблюдения ограничений, который позволил бы получать минимальные отклонения КПД оптимальных решеток с учетом ограничений и без них). Данная статья посвящена одному из способов сохранения пропускной способности решеток с оптимальными профилями и анализу его положительных и отрицательных сторон.

Постановка задачи

В работе [2] показано, что оптимизация геометрических параметров профиля позволяет получить форму профиля с эффективностью выше исходного варианта. При этом особенностью используемой параметрической модели является сохранение шага и горла решетки при любом сочетании варьируемых параметров. Повышение эффективности решетки, естественно, приводит к изменению расхода рабочего тела, проходящего через неё. Следовательно, расход через решетку есть функция варьируемых геометрических параметров: α_y – угол установки профиля, α_{1r} – геометрический угол выхода потока, δ – угол отгиба выходной кромки, ω_0 – угол заострения входной кромки, ω_1 – угол заострения выходной кромки. В данной постановке выигрыш от оптимизации составил 1,5 % в относительных величинах. Безусловно, представляет интерес оптимизация профиля турбинной решетки с

© А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, В.С. Баранник, 2014

ограничением на расход рабочего тела, что можно осуществить различными способами.

Изменение пропускной способности решеток в турбиностроении можно осуществить:

– варьированием горла a_r . Данный подход может быть осуществим как с помощью изменения угла установки профиля α_y так и шага решетки t ;

– варьированием высоты лопатки l .

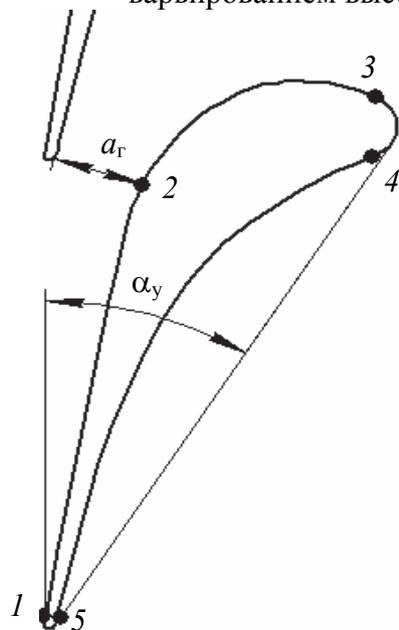


Рис. 1 – Параметрическая модель профиля

В данной статье рассматривается подход, при котором ограничение на расход осуществлялся с помощью изменения угла установки α_y (рис. 1).

Объект исследования – прямая турбинная решетка. Основные геометрические параметры данной решетки, параметры потока на входе и выходе из решетки и схема задания граничных условий на поверхностях расчетной области соответствуют работе [2].

Оптимизация выбранного нами профиля направляющей решетки ТС-1А проводилась в два этапа:

1) Поиск оптимального профиля с функцией цели минимум интегральных потерь. При этом прочностные ограничения выдерживались путем сохранения площади поперечного сечения профиля.

2) Сохранение заданного расхода рабочего тела, путем варьирования угла установки полученного оптимального варианта.

Построение формы профилей и пера лопатки выполнено в программе *TopGrid*, в которой также осуществлено построение расчетных сеток и их экспорт во внешние *CFD* решатели. Оптимальное решение находилось с помощью теории планирования эксперимента по алгоритму, приведенному в работе [3] и ЛП_т – поиска. Все расчеты проводились в трехмерной постановке.

Построение турбинного профиля

При разработке метода оптимизации формы профиля турбинной решетки необходимо учитывать тот факт, что выбор базовой кривой имеет большое значение, так как определяет надежность и наглядность решения поставленной задачи – получить наиболее эффективный профиль при заданных ограничениях. Наиболее распространенными среди кривых, используемых для построения профиля, являются дуги окружностей, лемнискаты, степенные полиномы, кривые Безье и т.д.

Анализируя работы, посвященные различным методам построения профилей турбинных решеток, профиль будем составлять из двух окружностей, описывающих входную и выходную кромку и трех кривых Безье, две из которых описывают сторону разрежения от входной кромки до горла решетки 1–2 и от горла до входной кромки 2–3, третья кривая Безье описывает сторону давления 4–5 (см. рис. 1).

Данный метод построения профилей довольно прост и позволяет оперировать привычными для проектировщика параметрами профиля.

Как известно, кривая Безье опирается на полигон из двух отрезков, проходящих через заданные точки. Возьмем для рассмотрения построение стороны давления

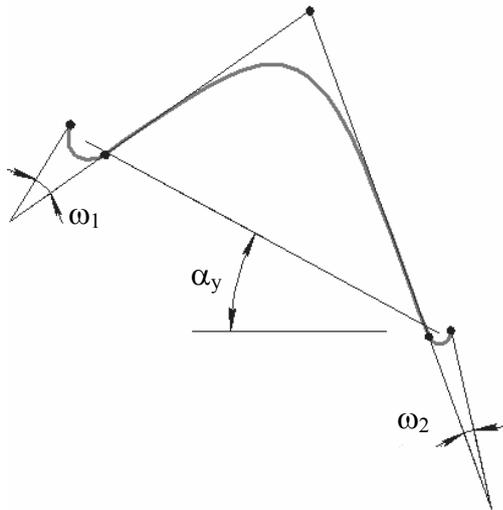


Рис. 2 – Кривая Безье, опирающаяся на полигон из двух отрезков

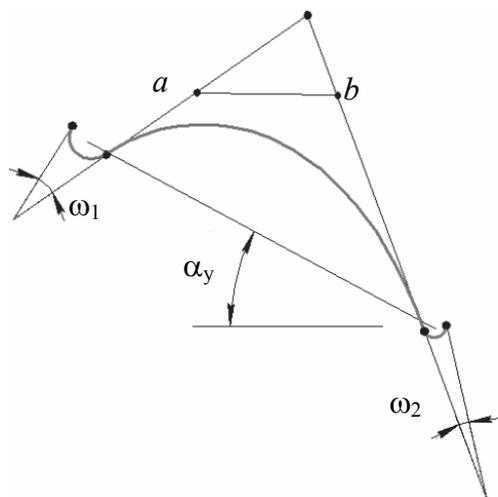


Рис. 3 – Кривая Безье, опирающаяся на полигон из трех отрезков

профиля. В этом случае отрезки, на которые опирается кривая, будут определяться углами заострения входной и выходной кромки. Очевидно, что в такой постановке получаемые кривые Безье будут обладать достаточно большой кривизной (рис. 2).

Для устранения данного недостатка требуется добавить еще один отрезок, пересекающий первые два (рис. 3). Однако, в данном случае необходимо отыскивать оптимальное расположение точек пересечения отрезков. Для решения этой задачи используют подход предложенный на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ». Метод минимума максимальной кривизны (ММК) основан на разбиении полученной кривой на ряд участков, на каждом из которых решается уравнение кривизны, после чего производится поиск минимальной кривизны. На основании полученных результатов выполняется поиск оптимального расположения точек a и b пересечения отрезков.

Стоит заметить, что отыскание оптимальных положений точек является достаточно затруднительным. Однако данную процедуру необходимо провести всего один раз для различных сочетаний углов и затабулировать, поскольку оптимальные кривые не зависят ни от ориентации, ни от размеров полигона. Затем в нужный момент необходимо просто взять положение точек из таблицы.

В процессе построения профиля турбинной решетки может возникнуть явление

самопересечения кривой и поэтому, для исключения данного эффекта, положение точек будет варьироваться от 0 до 1.

Построение остальных кривых Безье осуществляется по тому же принципу, с отличием только в точках, определяющих опорный полигон.

Результаты оптимизации

Как уже было сказано выше, оптимизация профиля проводилась по тем же геометрическим параметрам и с соблюдением аналогичных работе [2] ограничениям. Однако в данной постановке использовалось поэтапное сохранение наложенных ограничений.

Заметим, что для получения оптимальной формы профиля с ограничением на прочностные характеристики при соблюдении требуемой точности формальной макромодели потребовалось такое же количество приближений, что и в работе [2]. При этом не учитывалось изменение расхода рабочего тела. Для его корректировки потребовалось произвести еще несколько расчетов при различных углах установки профиля, что связано с увеличением расчетного времени, затрачиваемого на процесс

пространственной оптимизации. Как показали результаты исследований, такой подход был оправданным.

Сравнение результатов оптимизации в рассмотренной поэтапной постановке проведено с исходным вариантом и с оптимальным вариантом, полученным в работе [2] (табл. 1).

Как видно из таблицы, в результате оптимизации профиля в новой постановке аэродинамическая эффективность относительно исходного варианта была повышена на 3 % в относительных величинах, что в два раза превышает выигрыш при одновременном соблюдении ограничений.

Для более точного анализа, полученных результатов, рассмотрим график распределения потерь по высоте лопатки (рис. 4). В работе [2] было отмечено, что оптимизация с одновременным соблюдением ограничений на площадь и расход рабочего тела показала некоторое уменьшение профильных потерь в ядре потока, при этом потери от вторичных течений остались на том же уровне. Из рис. 4 видно, что обтекание потоком полученного профиля является более благоприятным, так как позволяет уменьшить потери не только в ядре потока, но и в области вторичных течений.

Таблица

Результаты оптимизации

Лопатка	Исходный вариант	Оптимальный вариант	
		с одновременным соблюдением ограничений	с поэтапным соблюдением ограничений
Интегральные потери $\xi_{\text{инт}}$, %	2,843030	2,799760	2,761250
Расход G , кг/с	2,052510	2,051290	2,052380
Площадь F , м ²	0,000322	0,000349	0,000363

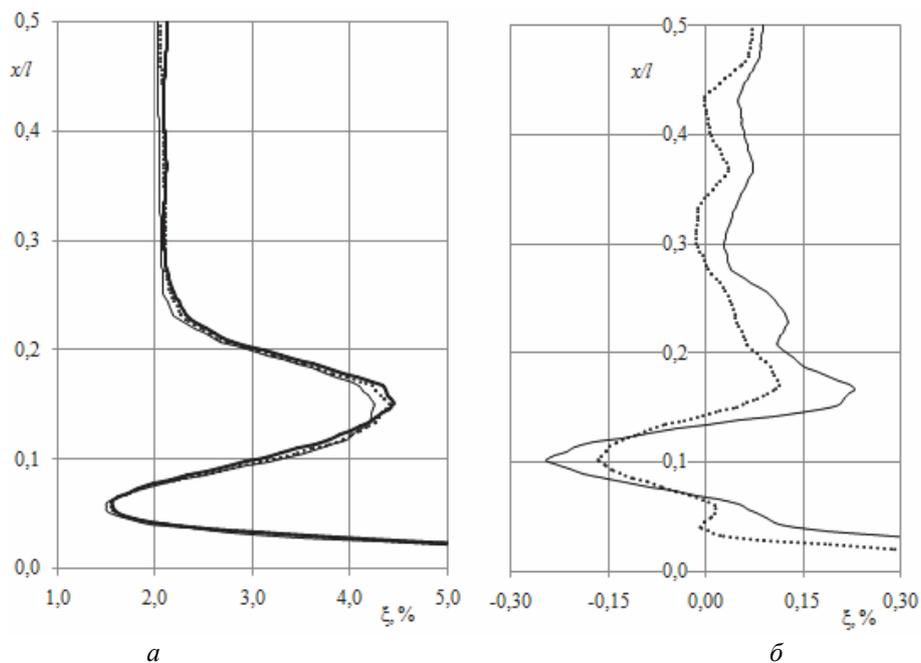


Рис. 4 – Распределение потерь *a* и их отклонение от исходного варианта *б* по высоте лопатки: — исходный профиль; - - - - - оптимальный вариант с поэтапным сохранением ограничений; – оптимальный вариант с одновременным сохранением ограничений

Анализируя выше сказанное можно сделать следующие **выводы**:

1) Выбор метода сохранения пропускной способности решетки, заметно влияет на результаты оптимизации.

2) Оптимизация стандартного профиля в принятой постановке позволила получить профиль с интегральными потерями ниже исходного варианта на 3 % в относительных величинах. При этом потери были снижены как в ядре потока, так и в приторцевых областях.

3) Для более детального анализа полученных результатов и выработки рекомендаций по выбору способа сохранения расхода рабочего тела через решетку необходимо провести оптимизацию турбинного профиля в других постановках.

Список литературы: 1. Пространственная оптимизация лопатки прямой турбинной решетки с изменением профиля по высоте [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, В. С. Баранник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 5–10. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. 2. Бойко, А. В. Пространственная оптимизация профиля лопатки прямой турбинной решетки [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, М. В. Бурлака, В. С. Баранник // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 8. – С. 6–10. – ISSN 2078-774X. 3. Повышение точности формальной макромодели при планировании эксперимента // А. В. Бойко, А. П. Усатый, В. С. Баранник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 5–9. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. 4. Бойко, А. В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко и др. – Х.: НТУ «ХПІ», 2002. – С. 245–250. – ISBN 966-593-2284. 5. Щегляев, А. В. Паровые турбины [Текст]: учеб. для вузов / А. В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.

Bibliography (transliterated): 1. Bojko, A. V., Ju. N. Govorushhenko and V. S. Barannik. "Prostranstvennaja optimizacija lopatki prjamoj turbinnoj reshetki s izmeneniem profilja po vysote." *Visnyk NTU "HPI". Serija: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja*. No. 14(988). Kharkiv: NTU "HPI", 2013. 5–10. ISSN 2078-774X. Print. 2. Bojko, A. V., et al. "Prostranstvennaja optimizacija profilja lopatki prjamoj turbinnoj reshetki." *Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja. Visnyk NTU "HPI"*. No. 8. Kharkiv: NTU "HPI", 2012. 6–10. ISSN 2078-774X. Print. 3. Bojko, A. V., A. P. Usatyj and V. S. Barannik. "Povyshenie tochnosti formal'noj makromodeli pri planirovanii jeksperimenta." *Visnyk NTU "HPI". Serija: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja*. No. 12(986). Kharkiv: NTU "HPI", 2013. С. 5–9. ISSN 2078-774X. Print. 4. Bojko, A. V., et al. *Ajerodinamicheskij raschet i optimal'noe proektirovanie protochnoj chasti turbomashin*. Kharkiv: NTU "HPI", 2002. ISBN 966-593-2284. Print. 5. Shhegljaev, A. V. *Parovye turbiny*. – Moskov: Jenergija, 1976. Print.

Поступила (received) 11.02.2014

УДК 621.165

А. В. ЛАПУЗИН, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
В. П. СУББОТОВИЧ, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»;
Ю. А. ЮДИН, канд. техн. наук, доц.; проф. НТУ «ХПИ»;
А. Ю. ЮДИН, канд. техн. наук, с.н.с.; доц. НТУ «ХПИ»;
В. Л. ШВЕЦОВ, канд. техн. наук; главный конструктор паровых
 и газовых турбин ОАО «Турбоатом», Харьков;
И. И. КОЖЕШКУРТ, начальник отдела ОАО «Турбоатом», Харьков;
В. А. КОНЕВ, начальник сектора ОАО «Турбоатом», Харьков

ОБ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ СОПЛОВЫХ ЛОПАТОК МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Проведено обобщение и анализ результатов собственных и привлеченных экспериментальных исследований решеток профилей сопловых лопаток, которые показали положительное влияние на аэродинамическое совершенство решеток удлинителей к стандартным профилям. Экспериментально доказано, что для решетки с относительно короткими лопатками оптимальное проектирование поворотных частей межлопаточных каналов с помощью обратной аэродинамической задачи позволило существенно уменьшить суммарные потери за счет доли концевых потерь.

Ключевые слова: решетка сопловых профилей, удлинитель, концевые и профильные потери, напряжения в лопатках, обратная аэродинамическая задача.

Введение

Малые высоты сопловых лопаток (l) и большие осевые усилия, действующие на диафрагмы ЦВД мощных паровых турбин, приводят к необходимости увеличивать осевую ширину решеток B (рис. 1а), что является одной из основных причин высоких концевых потерь ζ_k в решетках сопловых лопаток без удлинителей. Для снижения концевых потерь в турбине К-300-240 выпуска 1960 г. Харьковский турбинный завод использовал диафрагму с узкими направляющими лопатками (осевая ширина которых B_x значительно меньше B , рис. 1б) и силовыми стойками [1], а в турбине К-300-240-2 выпуска 1970 г. стал применять профили с удлиненной входной частью типа Н4У (рис. 1в). Аэродинамические характеристики прямых пакетов профилей типа Н4У приведены в отраслевом стандарте [2]. 20 типоразмеров стандартных профилей отличаются относительным удлинением входной части $\bar{L} = (B - B_x)/b_x$, а также абсолютными размерами исходного профиля, а именно: b_x – хордой исходного профиля, B_x – осевой шириной решетки исходных профилей. Огромный объем исследований прямых пакетов решеток и ступеней с профилями типа Н4У выполнен в ОАО «Турбоатом», НТУ «ХПИ» [3] и НПО ЦКТИ [2].

Цель исследования

Целью исследования является определение области применения стандартных решеток типа Н4, Н4У и решеток с волнообразной формой профиля, а также количественная оценка влияния формы удлинителей входной части профиля на потери в равнопрочных сопловых решетках.

1 Прочностные характеристики

Анализ результатов расчета напряжений в сопловых лопатках по методикам [4, 5] показывает, что в первом приближении независимо от удлинения \bar{L} решетки типа

© А.В. Лапузин, В.П. Субботович, Ю.А. Юдин, А.Ю. Юдин, В.Л. Швецов, И.И. Кожешкурт, В.А. Конев, 2014

Н4У равнопрочны, если их осевая ширина B одинакова (табл. 1).

В табл. 1: Z_c – число сопел, определенное по формуле $Z_c = \pi D_{cp} / (\bar{t}_x b_x)$ при $D_{cp} \approx 1000$ мм, $\bar{t}_x = t/b_x = 0,75$; W_u – момент сопротивления входной кромки профиля относительно оси, параллельной фронту выходных кромок, k_M – коэффициент, зависящий от числа сопловых лопаток и отношения наружных диаметров тела и обода диафрагмы.

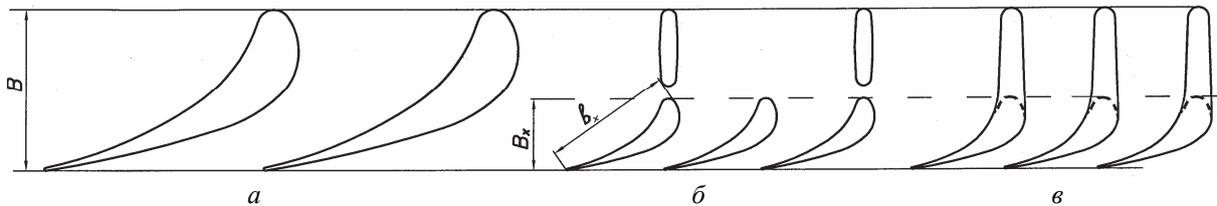


Рис. 1 – Варианты равнопрочных решеток:
а – Н4; б – Н4 + силовые стойки; в – Н4У

Таблица 1
Геометрические и прочностные характеристики решеток типа Н4У при $\bar{t}_x = 0,75$, $B = 125$ мм

Решетка	B_x , мм	B , мм	b_x , мм	\bar{L}	$\frac{b_x}{B}$	Z_c	W_u , см ³	$\frac{k_M}{W_u}$	$Z_c W_u$
Н4	125	125	227	0	1,818	19	77,0	0,052	1463
Н4У-69-125	69	125	125	0,45	1	34	55,3	0,052	1880
Н4У-55-125	55	125	100	0,70	0,8	42	43,3	0,053	1818
Н4У-44-125	44	125	80	1,00	0,64	53	32,8	0,060	1738
Н4У-35-125	35	125	64	1,40	0,51	66	23,6	0,071	1557

По методике [4] напряжение на входной кромке лопатки $\sigma = \frac{k_M \Delta P D^3}{W_u 1536}$

одинаково для диапазона $\bar{L} = 0-0,7$. Переход к решетке Н4У-35-125 с максимальным удлинением входной части повышает напряжение в 1,36 раза. Расчет напряжений по методике [5] $\sigma = 1,2 \Delta P D (D-d) l / (W_u Z_c)$ показывает, что при фиксированной осевой ширине решетки небольшое удлинение входной части профиля $\bar{L} = 0,45$ снижает напряжение на 29 %, а в решетке с максимальным удлинением $\bar{L} = 1,4$ напряжение даже на 6 % ниже, чем в решетке без удлинителя ($\bar{L} = 0$; $b_x = 227$ мм). В вышеприведенных формулах ΔP – перепад давления на диафрагме, D – наружный диаметр обода, d – внутренний диаметр тела диафрагмы.

2 Аэродинамическая эффективность решеток профилей типа Н4У

На рис. 2, который построен по данным [2], показано влияние относительного удлинения входной части профиля \bar{L} на интегральные потери решеток для разных отношений B/l , характеризующих относительную осевую ширину решеток. В работе [3] отмечается, что при сравнении равнопрочных диафрагм с лопатками профилей Н4 и лопатками с удлиненной входной частью (профиль Н4У) удобно пользоваться параметром B/l . При $B/l = \text{const}$ и $\bar{t}_x = \text{const}$ сравниваемые решетки, как отмечалось

выше, в первом приближении равнопрочны.

В подрисуночной подписи к рис. 2: $\bar{\delta}_x = \delta/b_x$ – относительная толщина выходной кромки, $\bar{t}_x = t/b_x$ – относительный шаг, $\bar{z} = z/b_x$ – относительное расстояние от фронта выходных кромок до сечения, где измеряются параметры потока, Re_{ltx} – число Рейнольдса, определенное по хорде исходного профиля b_x .

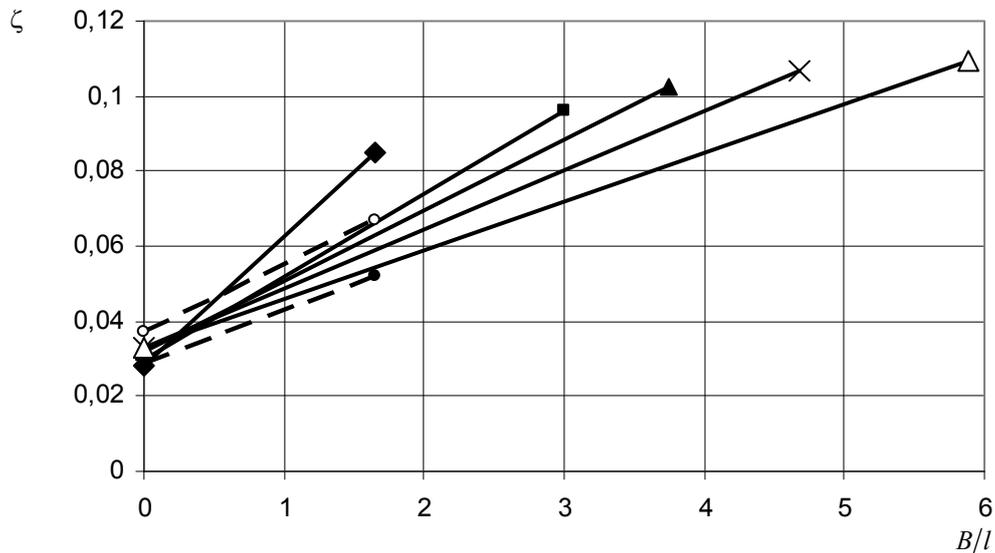


Рис. 2 – Влияние \bar{L} и B/l на интегральные потери в решетках типа Н4У при $M_{lt} = 0,35$, $Re_{ltx} = 9 \cdot 10^5$, $\alpha_0 = 90^\circ$, $\alpha_{1\text{эф}} = 13,7^\circ$, $\bar{t}_x = 0,75$, $\bar{\delta}_x = 0,015$, $\bar{z}_x = 0,2$:
 ◆, ■, ▲, ×, Δ – Н4У при $\bar{L} = 0; 0,45; 0,7; 1; 1,4$;
 ○, ● – Н4УМ до и после коррекции числа Рейнольдса

В основе методики определения интегральных потерь ζ в решетках с удлиненной входной частью профиля лежит экспериментально подтвержденное положение о том, что профильные $\zeta_{\text{пр}}$ и концевые $\zeta_{\text{к}}$ потери в ней определяются в основном профильными $\zeta_{\text{прх}}$ и концевыми $\zeta_{\text{кх}}$ потерями в решетке исходных профилей, имеющих осевую ширину B_x (см. рис. 1б). При фиксированных размерах хорды исходного профиля b_x и шага решетки \bar{t}_x даже небольшое удлинение входной части, например, до значения $\bar{L} = 0,45$ снижает напряжения в лопатках в 4,4 раза. Профильные потери при этом увеличиваются в $k_7 = 1,08$ раза, а концевые в $k_9 = 1,16$ раза.

Приведенные на рис. 2 интегральные потери вычислялись по формуле $\zeta = \zeta_{\text{пр}} + \zeta_{\text{к}} = \zeta_{\text{прх}}k_7 + \zeta_{\text{кх}}k_9$, в которой коэффициент $\zeta_{\text{прх}} = 0,028$, коэффициент $\zeta_{\text{кх}} = 0,019b_x/l = 0,019(B/l)(b_x/B)$, а коэффициенты k_7 и k_9 являются функцией \bar{L} [2].

Линейная зависимость коэффициента концевых потерь $\zeta_{\text{кх}}$ от отношения b_x/l справедлива до значения $b_x/l \approx 3$, хотя уже при $b_x/l \approx 2$ зоны концевых потерь начинают смыкаться. Согласно стандарту [2] профиль Н4 может быть использован только для $B/l < 1,65$.

Во всех диафрагмах ЦВД турбины К-310-23,5-3 с целью унификации используется профиль Н4У-35-125 с максимальным удлинением $\bar{L} = 1,4$, а отношение B/l изменяется в диапазоне от 1,97 до 5,68. В этом диапазоне, как видно из рис. 2, потери сопловых решеток минимальны при $\bar{L} = 1,4$.

3 Решетка Н4УМ с модернизированной формой удлинителя профиля

При фиксированных геометрических параметрах решетки исходных профилей Н4 ($b_x, \bar{t}_x, \alpha_{1эф}, b_x/l$) удлинитель с простейшими прямолинейными очертаниями и толстой входной кромкой, как отмечалось выше, повышает как профильные так и концевые потери ($k_7 > 1, k_9 > 1$). Радиусное описание образующих удлинителя, более тонкая входная кромка [6] позволяют при $\bar{L} = 0,7$ снизить практически до единицы указанные коэффициенты. Как видно из рис. 2, у решетки Н4УМ при $B/l = 1,65$ интегральные потери ниже на $\sim 1\%$ по сравнению с решеткой Н4У.

Решетка профилей Н4УМ [6] выполнена с геометрическими параметрами $\alpha_{1эф} = 13,3^\circ, \bar{\delta}_x = 0,015, \bar{t}_x = 0,78, \bar{L} = 0,7$ и исследована при $M_{1t} = 0,375, Re_{1tx} = 3 \cdot 10^5, \bar{z}_x = 0,2$ в широком диапазоне углов атаки. Все перечисленные параметры кроме числа Рейнольдса практически совпадают с параметрами решеток типа Н4У на рис. 2, что и позволило корректно сравнить эффективность решеток Н4УМ и Н4У. Верхняя пунктирная линия на рис. 2 – результат испытаний Н4УМ при $Re_{1tx} = 3 \cdot 10^5$, нижняя – скорректированные данные для $Re_{1tx} = 9 \cdot 10^5$.

4 Решетка С-90-15АД с волнообразной формой удлинителя

В работах Московского энергетического института [7, 8] существенное снижение концевых потерь при фиксированных параметрах исходной решетки С-90-15А было достигнуто с помощью небольшого ($\bar{L} = 0,32$) удлинителя, имеющего волнообразную форму. Такая форма удлинителя сопловых лопаток в решетке С-90-15АД при $b_x/l = 1,23, M_{1t} = 0,5$ обеспечила снижение концевых потерь в 2 раза по результатам влажнопаровых испытаний [7] и в 1,3 раза по результатам испытаний на воздухе [8] (коэффициент $k_9 = 0,5$ и $0,77$ соответственно). Дельфинообразная форма сопловых лопаток привела к увеличению коэффициента профильных потерь примерно на $0,5\%$, однако по результатам испытаний на воздухе при $B/l = 2$ интегральные потери в решетке С-90-15АД не менее чем на 1% ниже, чем в исходной решетке С-90-15А.

5 Решетка ОРТ2У2 с волнообразной формой исходного профиля

Одно из направлений совершенствования решеток с короткими лопатками связано с поиском более экономичного исходного профиля (Н4, С-90-15А, Н1, Н5, Н6 и др.). В зависимости от уровня B/l этот исходный профиль может использоваться как без удлинителя (рис. 1а), так и с удлинителем той или иной формы и величины.

В НТУ «ХПИ» [9] на основе решения обратной задачи был спроектирован волнообразный профиль без удлинителя ОРТ2 для решетки $B/l = 1,9, \bar{t} = 0,645$. Как и дельфинообразный профиль С-90-15АД, он имеет выпуклость на «животике» и вогнутость на «спинке». По результатам испытаний концевые потери в решетке ОРТ2 вдвое ниже, чем в решетке Н4, а профильные выше. При $\bar{t} = 0,645$ решетка ОРТ2 экономичнее решетки Н4, если отношение $B/l > 0,6$, а при $B/l = 1,725$ интегральные потери в ней на 2% ниже.

Положительные результаты, полученные от удлинения входной части профиля

Н4 (рис. 2), модернізації форми удлинителя [6–8] и формы исходного профиля [9], были положены в основу создания решетки ОРТ2У2 с относительно небольшим удлинителем $\bar{L} = 0,54$.

Форма профиля и межлопаточного канала решетки ОРТ2У2, а также рассмотренных выше решеток Н4У, Н4УМ с $\bar{L} = 0,7$ и решетки МЭИ С-90-15АД с $\bar{L} = 0,32$ показана на рис. 3 (пунктиром отмечена ширина B_x исходного профиля).

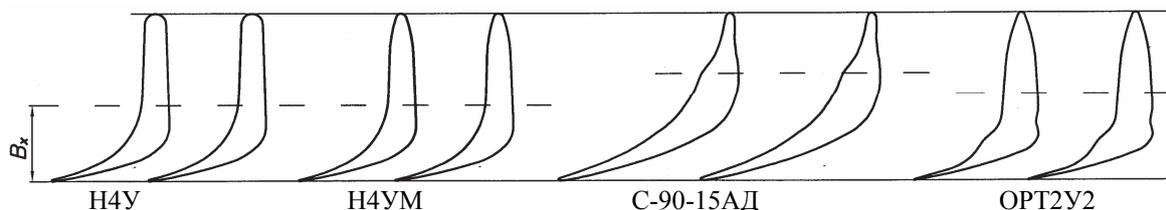


Рис. 3 – Варианты сопловых решеток с удлинителями профилей

В табл. 2 приведены геометрические характеристики этих решеток, а в табл. 3 данные о потерях и условиях эксперимента.

Таблица 2

Геометрические параметры решеток

Решетка	\bar{L}	B_x , мм	B , мм	b_x , мм	δ , мм	$\bar{\delta}_x$	\bar{t}_x	$\alpha_{1эф}$	l , мм
Н4У-55-125	0,7	55	125	100	1,5	0,0150	0,75	13,7°	33,3
Н4УМ	0,7	22,1	51,5	42	0,64	0,0150	0,78	13,3°	31
С-90-15АД	0,32	38,7	53,4	61,5	0,8	0,0130	0,75	15°	50
ОРТ2У2	0,54	34,66	66,09	58,2	0,32	0,0055	0,79	13,8°	40

Таблица 3

Потери в решетках

Решетка	\bar{z}_x	b_x/l	B/l	M_{1t}	Re_{1tx}	α_0	$\zeta_{пр}$	ζ_k	ζ
Н4У-55-125	0,2	3	3,75	0,35	$9 \cdot 10^5$	90°	0,0316	0,0707	0,1023
Н4УМ	0,2	1,36	1,65	0,375	$3,05 \cdot 10^5$	90°	0,0370	0,03	0,067
С-90-15АД	–	1,23	1,07	0,5	–	90°	0,0370	0,013	0,050
ОРТ2У2	0,19	1,455	1,65	0,4	$5,2 \cdot 10^5$	90°	0,0374	0,014	0,0514

Как видно из рис. 4а, построенного по фактическим экспериментальным данным (табл. 3), минимальные концевые и интегральные потери при $B/l > 0,5$ имеет вариант ОРТ2У2. Только в решетках с относительно длинными лопатками ($B/l < 0,5$) она уступает решетке Н4У-55-125, имеющей более низкие профильные потери. Если экспериментальные данные, приведенные в табл. 3, привести к одинаковым условиям ($Re_{1tx} = 9 \cdot 10^5$, $\bar{\delta}_x = 0,055$), то лучшим из всех рассмотренных вариантов при $B/l < 1,65$ будет вариант Н4УМ, имеющий низкие профильные потери. Лишь при $B/l = 1,65$ экономичность решетки ОРТ2У2 не уступает экономичности решетки Н4УМ. При $B/l = 1,65$ интегральные потери в решетках ОРТ2У2 и Н4УМ на $\sim 1\%$ ниже, чем в решетке Н4У с $\bar{L} = 0,7$ и на $\sim 3\%$ ниже, чем в решетке Н4. Минимальные концевые потери как при $b_x/l = \text{const}$ так и $B/l = \text{const}$ имеет вариант ОРТ2У2 (рис. 5).

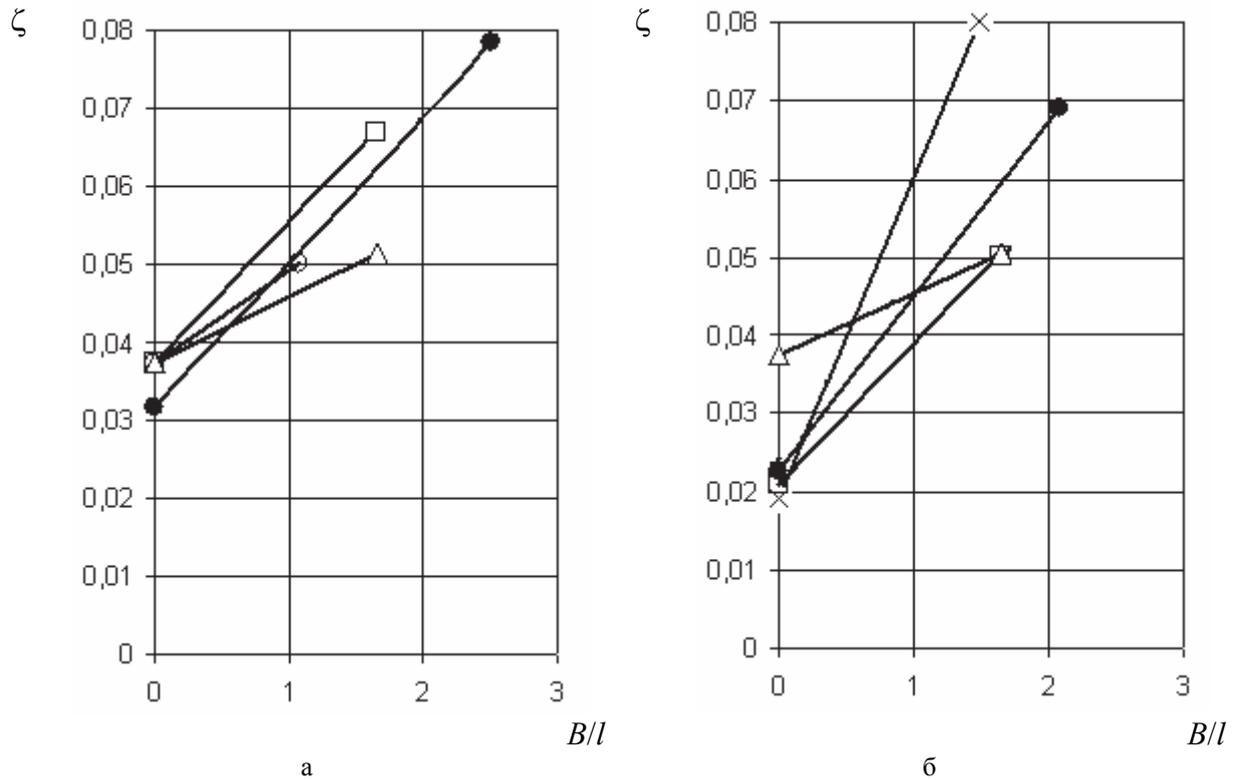


Рис. 4 – Фактические a и приведенные b интегральные потери в решетках:
 \times – Н4; \circ – С-90-15АД; \bullet – Н4У-55-125; \square – Н4УМ; Δ – ОРТ2У2

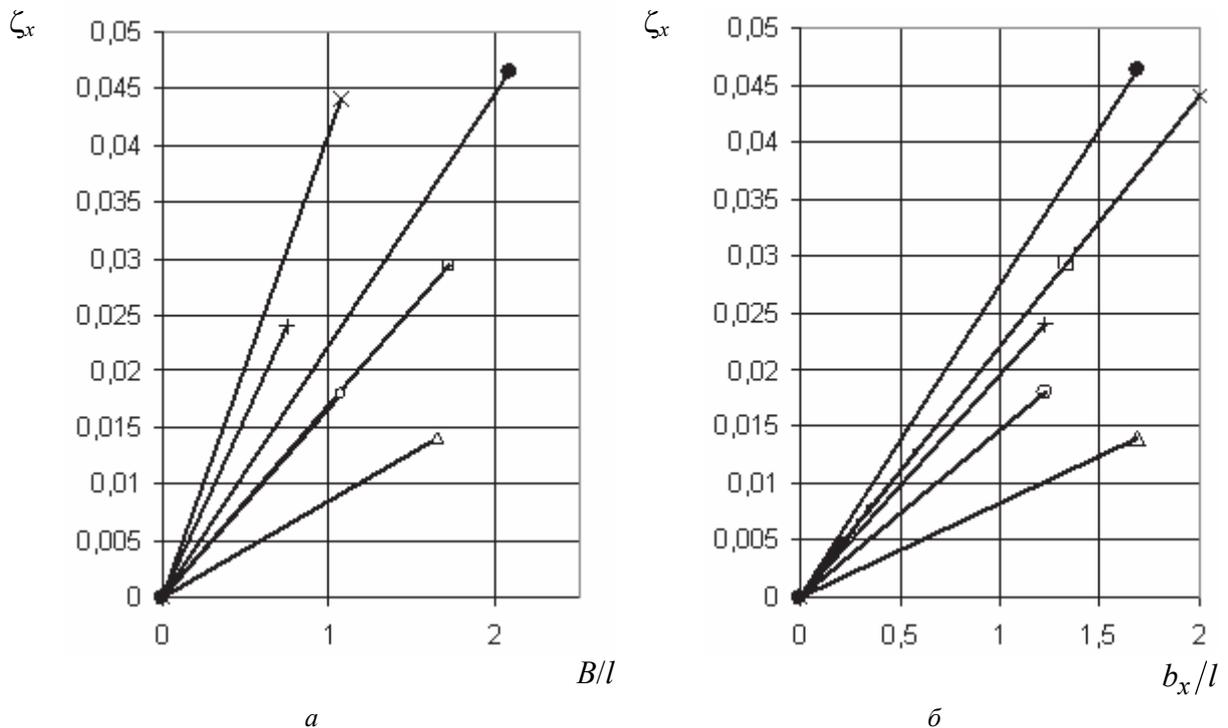


Рис. 5 – Приведенные ($Re_{1tx} = 5 \cdot 10^5$, $\bar{\delta}_x = 0,05$) концевые потери в сопловых решетках:
 \times – Н4; $+$ – С-90-15А; \circ – С-90-15АД; \bullet – Н4У-55-125; \square – Н4УМ; Δ – ОРТ2У2:
 $a - \zeta_x = f(B/l)$; $b - \zeta_x = f(b_x/l)$

6 Оптимальное удлинение входной части профиля \bar{L} решетки типа Н4У

Из рис 2. следует, что при фиксированных \bar{z}_x , $\bar{\delta}_x$ и $B/l > 0,5$ интегральные потери снижаются с ростом \bar{L} . Однако, если учесть, что при проектировании ступени заданными являются не только параметры B и l , но и абсолютные величины межвенцового зазора z и толщины выходной кромки δ , то окажется, что далеко не всегда максимальное удлинение $\bar{L} = 1,4$ является оптимальным, поскольку увеличение \bar{L} сопровождается уменьшением хорды исходного профиля, а следовательно увеличением \bar{z}_x , $\bar{\delta}_x$. Влияние последних параметров на потери можно ориентировочно учесть по следующим формулам:

$$\zeta_{\text{пр}} = 0,028k_7 + (\bar{\delta}_x - 0,015) + 0,04(\bar{z}_x - 0,2);$$

$$\zeta_{\text{к}} = (0,009 + 0,05\bar{z}_x) \left(\frac{B}{l}\right) \left(\frac{b_x}{B}\right) k_9 + 0,13(0,015 - \bar{\delta}_x) \left(\frac{B}{l}\right) \left(\frac{b_x}{B}\right);$$

$$\zeta = \zeta_{\text{пр}} + \zeta_{\text{к}}.$$

Коэффициенты k_7 и k_9 зависят только от \bar{L} , которое определяет также отношение b_x/B , влияющее на $\bar{\delta}_x = (\delta/B)/(b_x/B)$ и $\bar{z}_x = (z/B)/(b_x/B)$. Расчеты показывают, что для ступени с очень короткими лопатками ($B/l = 6$, $B = 80$ мм, $l = 13,3$ мм, $z = 8,5$ мм, $\delta = 0,6$ мм) минимальные потери имеет вариант с $\bar{L} = 1,4$, а для ступеней с более длинными лопатками ($B/l = 2,5$, $l = 32$ мм) вариант с $\bar{L} = 0,45$ (рис. 6), а при $B/l = 1$ – вариант без удлинителя.

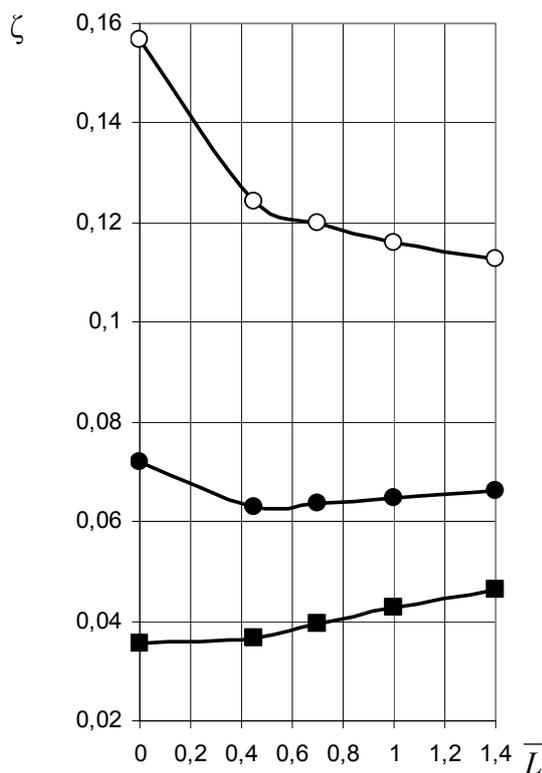


Рис. 6 – Влияние удлинения \bar{L} на суммарные потери ζ для решеток типа Н4У:
 ○ – $B/l = 6$; ● – $B/l = 2,5$; ■ – $B/l = 15$

ступеней с более длинными лопатками ($B/l = 2,5$, $l = 32$ мм) вариант с $\bar{L} = 0,45$ (рис. 6), а при $B/l = 1$ – вариант без удлинителя.

Выводы

1) Интегральные потери в решетках типа Н4У, отличающихся величиной удлинения \bar{L} , необходимо сравнивать при одинаковых значениях B/l , обеспечивающих условие равной прочности.

2) При фиксированных параметрах B/l , \bar{z}_x , $\bar{\delta}_x$ увеличение \bar{L} позволяет существенно снизить интегральные потери в решетках типа Н4У.

3) При фиксированных параметрах z , δ , \bar{t}_x каждому отношению B/l соответствует оптимальное значение \bar{L} решетки типа Н4У. При $B/l < 1$ оптимальной является решетка Н4 без удлинителя, если $\bar{z}_x < 0,2$, $\bar{t}_x = 0,75$.

4) Модернизация формы удлинителя (переход от Н4У к Н4УМ) позволяет снизить на ~0,2 % профильные потери и на ~0,8 % концевые потери при $B/l = 1,65$.

5) Решетки с волнообразными профилями (С-90-15АД, ОРТ2, ОРТ2У2) характеризующиеся высокими профильными и низкими концевыми потерями, могут

найти применение для ступеней с относительно короткими лопатками.

Список литературы: 1. Федоров, М. Ф. Экспериментальное исследование концевых потерь в конфузурных решетках и сопловых сегментах диафрагм паровой турбины [Текст] / М. Ф. Федоров, Ю. И. Погорелов, В. А. Кусенко // Харьковский политехнический институт. Сер. Машиностроение (турбиностроение). – 1957. – Том XXIV, Вып. 6. – С. 15–37. 2. Профили направляющих лопаток постоянного сечения паровых стационарных турбин. Типы основные параметры и размеры. ОСТ 108.260.01-84: утв. Министерством энергетического машиностроения 31.01.84; введен в действие с 01.07.84. – Л.: НПО ЦКТИ, 1985. – 62 с. 3. Галацан, В. Н. Исследование сопловых турбинных лопаток с увеличенным моментом сопротивления [Текст] / В. Н. Галацан, Д. Н. Пясик, В. А. Нестеренко [и др.] // Теплоэнергетика. – 1990. – № 5. – С. 39–42. 4. Жирицкий, Г. С. Конструкция и прочность деталей паровых турбин [Текст] / Г. С. Жирицкий, В. А. Струнkin. – М.: Машиностроение, 1968. – 520 с. 5. Шубенко-Шубин, Л. А. Прочность элементов паровых турбин [Текст] / Л. А. Шубенко-Шубин, Д. М. Гернер, Н. Я. Зельдес [и др.]. – М.; Л.: Машгиз, 1962. – 567 с. 6. Гречаниченко, Ю. В. Потери энергии в лопатках конечной длины при больших углах атаки [Текст] / Ю. В. Гречаниченко, В. А. Нестеренко, Д. И. Демичева [и др.] // Теплоэнергетика. – 1994. – № 4. – С. 12–15. 7. Дейч, М. Е. Экспериментальное исследование сопловой решетки с уменьшенными концевыми потерями [Текст] / М. Е. Дейч, Ш. В. Делер, Б. А. Коршунов // Теплоэнергетика. – 1994. – № 10. – С. 39–42. 8. Коршунов, Б. А. Влияние относительной высоты лопаток на потери в турбинных сопловых решетках [Текст] / Б. А. Коршунов, А. А. Тищенко, А. П. Щербаков [и др.] // Теплоэнергетика. – 2005. – № 6. – С. 19–22. 9. Юдин, А. Ю. Прямая, гибридная и обратная задачи для оптимального проектирования элементов проточной части турбомашин: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.16; защищена 18.05.2006; утв. 04.07.2006 / Юдин Александр Юрьевич. – Х., 2005. – 135 с.

Bibliography (transliterated): 1. Fedorov, M. F., Ju. I. Pogorelov and V. A. Kusenko. "Jeksperimental'noe issledovanie koncevyh poter' v konfuzornyh reshetkah i soplovyh segmentah diafragm parovoj turbiny." *Har'kovskij politehnicheskij institut. Ser. Mashinostroenie (turbinostroenie)*. Vol. XXIV.6. 1957. 15–37. Print. 2. OST 108.260.01-84. *Profili napravljajushhih lopatok postojannogo sechenija parovyh stacionarnyh turbin. Tipy osnovnye parametry i razmery*. Leningrad: NPO CKTI, 1985. Print. 3. Galacan, V. N., et al. "Issledovanie soplovyh turbinnyh lopatok s uvelichenym momentom soprotivlenija." *Teplojenergetika* 5 (1990) 39–42. Print. 4. Zhirickij, G. S., and V. A. Strunkin. *Konstrukcija i prochnost' detalej parovyh turbin*. Moscow: Mashinostroenie, 1968. Print. 5. Shubenko-Shubin, L. A., et al. *Prochnost' jelementov parovyh turbin*. Moscow: Mashgiz, 1962. Print. 6. Grechanichenko, Ju. V., et al. "Poteri jenerгии v lopatkah konečnoj dlinny pri bol'shih uglah ataki." *Teplojenergetika* 4 (1994): 12–15. Print. 7. Dejch, M. E., Sh. V. Deler and B. A. Korshunov. "Jeksperimental'noe issledovanie soplovoj reshetki s umen'shennymi koncevyimi poterjami." *Teplojenergetika* 10 (1994): 39–42. Print. 8. Korshunov, B. A., et al. "Vlijanie odnositel'noj vysoty lopatok na poteri v turbinnyh soplovyh reshetkah." *Teplojenergetika* 6 (2005): 19–22. Print. 9. Judin, A. Ju. *Prjamaja, gibridnaja i obratnaja zadachi dlja optimal'nogo proektirovanija jelementov protočnoj chasti turbomashin: dis. ... kand. tehn. nauk*. Kharkov, 2005. Print.

Поступила (received) 15.02.2014

УДК 621.165

В. И. ГНЕСИН, д-р техн. наук, проф.; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, д-р техн. наук, с.н.с.; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Р. ЖАНДКОВСКИ, д-р техн. наук, проф.; зав. отд. ИПМ ПАН, Гданьск,
Польша;
А. А. КОЛЕСНИК, аспирант ИПМаш НАНУ, Харьков

ВЛИЯНИЕ ПАРЦИАЛЬНОГО ПОДВОДА В ТРЕХСТУПЕНЧАТОМ ОТСЕКЕ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА НЕСТАЦИОНАРНЫЕ НАГРУЗКИ И КОЛЕБАНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Представлены результаты численного анализа нестационарных аэродинамических нагрузок и аэроупругих колебаний рабочих лопаток в трехступенчатом отсеке осевого компрессора в трехмерном потоке идеального газа при полном и парциальном подводе с использованием предложенного метода решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток. Показано, что средние значения деформаций лопаток при полном и парциальном подводе практически одинаковы, парциальный подвод приводит к увеличению амплитуды колебаний лопаток в 3–4 раза по сравнению с полным подводом.

Ключевые слова: осевой компрессор, парциальный подвод, связанная задача, рабочая лопатка, нестационарные аэродинамические нагрузки, аэроупругие колебания лопаток.

Введение

Тенденция развития паро- и газотурбинных двигателей с высокими аэродинамическими показателями (тонкие высоконагруженные лопатки) приводит к проблеме аэроупругого поведения лопаток в осевых турбомашинах. Нестационарные аэродинамические силы, действующие на лопатки компрессоров и турбин, могут вызвать чрезмерные вибрации лопаток и привести к разрушению конструкции.

Аэроупругие явления в турбомашинах характеризуются взаимодействием двух физических сред, описываемых нелинейными уравнениями течения газа и колебаний лопаток, которые не могут быть решены аналитически, и даже численное решение совместной системы уравнений для произвольной геометрии до сих пор является чрезвычайно сложной задачей. Поэтому важнейшей проблемой в области аэромеханики турбомашин является развитие теории и численных методов исследования пространственных течений с учетом таких эффектов, как нестационарность и аэроупругость с целью повышения экономичности и надежности лопаточных машин.

Одной из актуальных проблем при оценке надежности лопаточных венцов осевой турбины (компрессора) является проблема прогнозирования влияния парциального подвода на нестационарные нагрузки и амплитуды колебаний лопаток.

Блокировка основного потока при парциальном подводе создает повышенный окружной градиент давления, что приводит к резкому увеличению циклических нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на вращающиеся лопатки, и, следовательно, к росту амплитуд колебаний лопаток.

В силу сложности моделирования данного явления как численно, так и экспериментально, имеется незначительное число публикаций в открытой литературе. В работах [1–3] приведены результаты экспериментальных исследований, посвященных пониманию физических процессов, связанных с парциальным подводом в турбинных ступенях. В последние годы в связи с развитием вычислительной техники

© В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, Р. Жандковски, А.А. Колесник, 2014

появились работы, посвященные численному исследованию парциальных эффектов в турбинах с использованием двух- и трехмерных моделей течения [4–7]. Однако, в этих работах не рассматривались колебания лопаток при парциальном подводе.

Целью настоящей работы является разработка численного метода решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток и численный анализ нестационарных аэродинамических нагрузок и аэроупругих колебаний лопаточных венцов в трехступенчатом отсеке осевого компрессора в трехмерном потоке идеального газа при полном и частичном подводе [8, 9].

Численные исследования

Численное исследование проведено для отсека осевого компрессора, включающего направляющий аппарат и три ступени (рис. 1). Тангенциальные сечения профилей, формирующих рабочие лопатки 1-ой, 2-ой и 3-ей ступеней показаны на рис. 2.

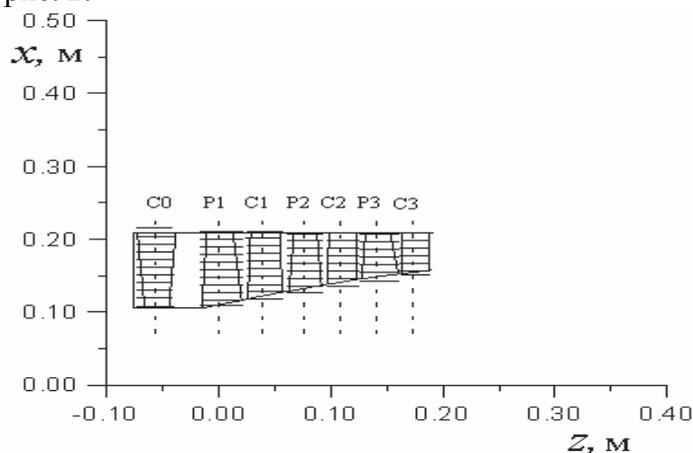


Рис. 1 – Меридиональная проекция осевого компрессора

Учитывая неперIODичность потока в окружном направлении на шаге лопаточного венца, расчетная область включает все межлопаточные каналы неподвижных (C0, C1, C2, C3) и вращающихся (P1, P2, P3) венцов. На рис. 3 представлен фрагмент расчетной области.

На входе в направляющий аппарат C0 показана зона загромождения, включающая 4 межлопаточных канала, т.е. 1/11 полной дуги окружности.

Расчетная область разделяется на 5 подобластей, каждая из которых включает один лопаточный венец, и имеющих общие зоны пересечения в осевых зазорах. В каждой из подобластей геометрические и аэродинамические характеристики лопаточных венцов описываются в относительной или абсолютной системах координат, жестко связанных с вращающимся или неподвижным лопаточным венцом соответственно.

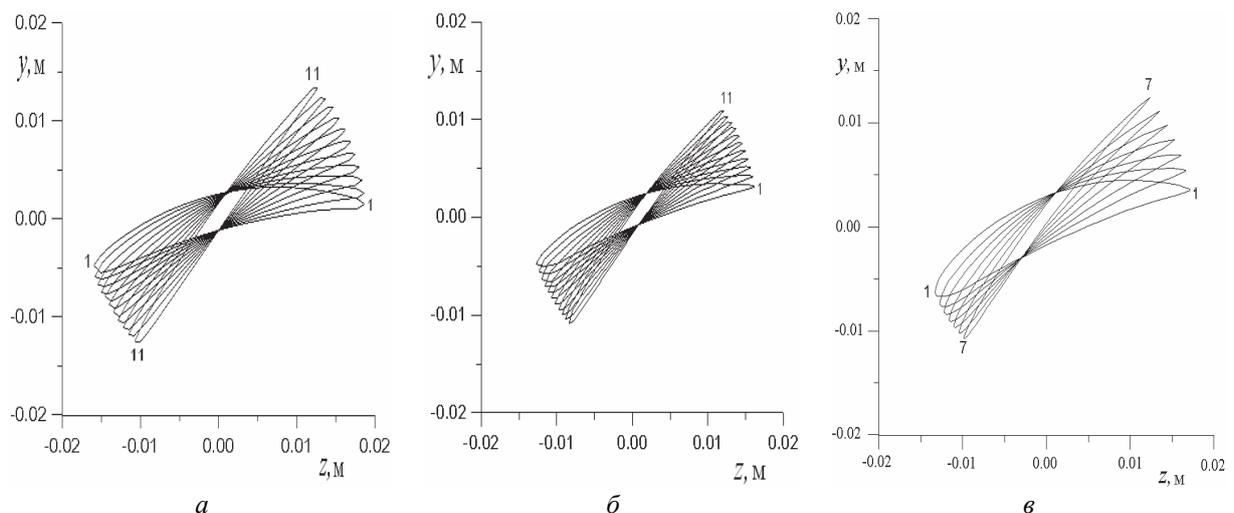


Рис. 2 – Тангенциальные сечения профилей, формирующих рабочие лопатки 1-ой, 2-ой и 3-ей ступеней: а – в канале ротора P1; б – в канале ротора P2; в – в канале ротора P3

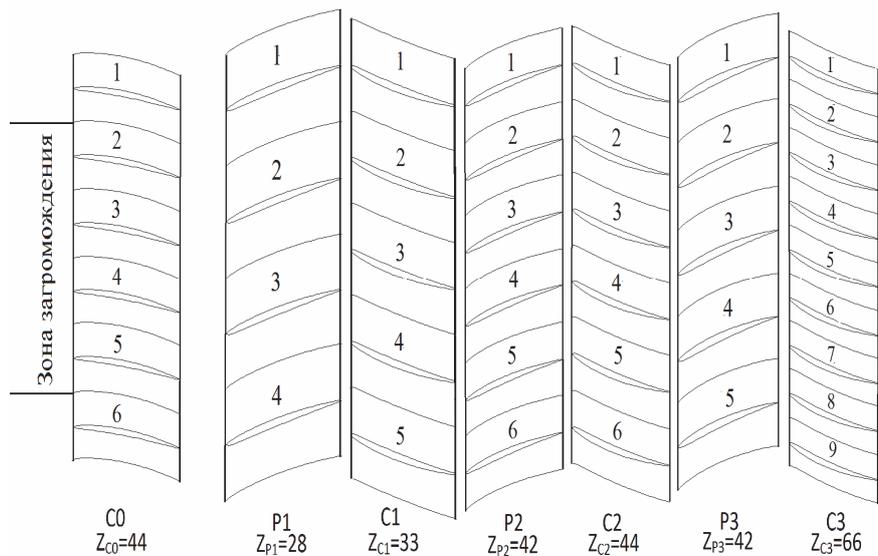


Рис. 3 – Расчетная область осевого компрессора

Трехмерный трансзвуковой поток идеального газа описывается в относительной декартовой системе координат полной нестационарной системой уравнений Эйлера, представленной в интегральной форме законов сохранения массы, импульса и энергии [8]. Постановка граничных условий основана на одномерной теории характеристик.

В каждый момент времени структура потока характеризуется периодичностью на угловом шаге $T_{\text{мин}} = 360^\circ$, т.е. на одном обороте ротора. В этом случае расчетная область разделяется на $z_{C0} + z_{C1} + z_{P1} + z_{C2} + z_{P2} + z_{C3} + z_{P3}$ – сегментов, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу соответствующего лопаточного венца (рис. 3). В свою очередь каждый из сегментов дискретизируется с использованием гибридной $H-H$ разностной сетки для каналов вращающихся венцов и $H-H$ разностной сетки для каналов неподвижных венцов.

Разностная сетка межлопаточного канала включает соответственно $10 \times 42 \times 84$ сеточных ячеек для статора C0, $10 \times 66 \times 78$ ячеек для ротора P1, $10 \times 56 \times 68$ – для статора C1, $10 \times 44 \times 64$ – для ротора P2, $10 \times 42 \times 62$ – для статора C2, $10 \times 44 \times 62$ – для ротора P3, $10 \times 28 \times 60$ – для статора C3.

На рис. 4 показаны тангенциальные разностные сетки в периферийных сечениях межлопаточных каналов ротора P1 (рис. 4а) и статора C1 (рис. 4б). Следует заметить, что H -сетки для статорных каналов остаются неподвижными в течение всего времени расчета, в то время как внутренняя H -сетка для каждого роторного канала перестраивается на каждой итерации так, что внешние узлы остаются неподвижными, а узлы на поверхности лопатки жестко связаны с вибрирующей лопаткой.

Дискретная форма уравнений Эйлера получена для произвольной деформируемой сетки с использованием разностной схемы Годунова-Колгана со 2-м порядком аппроксимации по координатам и времени [8, 9].

Динамическая модель колеблющейся лопатки с использованием модального подхода приведена к системе обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм [8]. Перемещения и скорость лопатки, полученные из решения динамической задачи, используются в качестве граничных условий в аэродинамической задаче на каждой итерации.

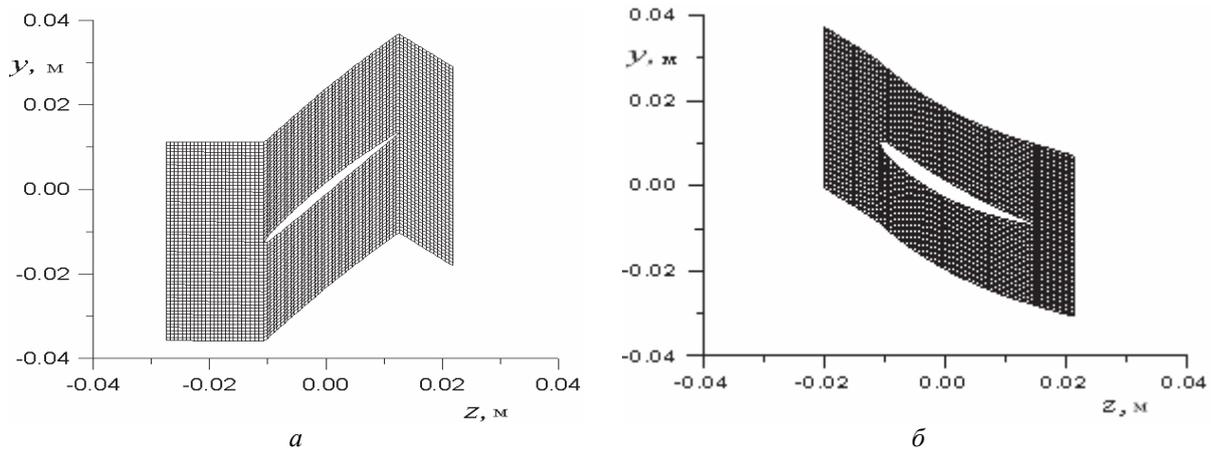


Рис. 4 – Разностная сетка: *a* – в канале ротора (P1); *б* – в канале статора (C1)

Численное исследование выполнено для трехступенчатого компрессорного отсека при номинальном режиме работы:

- число оборотов ротора $n = 15400$ об/мин;
- полное давление в абсолютной системе координат на входе в компрессор $p_0 = 101000$ Па;
- полная температура в абсолютной системе координат на входе $T_0 = 288$ °К;
- углы потока на входе в радиальном и окружном направлениях заданы;
- статическое давление на выходе за 3-м статором изменяется от $p_2 = 140000$ Па в корневом сечении до $p_2 = 149000$ Па на периферии.

Колебания лопаток определялись с учетом первых пяти собственных форм, собственные частоты которых приведены в таблице 1.

Таблица 1

Собственные частоты

Номер моды	1	2	3	4	5
ν , Гц ротор1	540	1620	2160	3240	4320
ν , Гц ротор2	670	2010	2680	4020	6030
ν , Гц ротор3	1194	3580	4780	7165	8360

Расчеты выполнены для двух вариантов – с полным подводом и парциальным подводом. Зона загромождения включает четыре лопатки направляющего аппарата C0 (лопатки 2–5, рис. 3).

На рис. 5 показаны кривые распределения статического давления на среднем радиусе в окружном направлении на полной дуге окружности в осевых зазорах между лопаточными венцами для вариантов с парциальным и полным подводом. Угол 0° соответствует каналу 1-ой лопатки статора C0 (рис. 3). Как видно из графиков, неоднородность потока, вызванная загромождением 4-х лопаток статора C0 ($1/4$ дуги окружности) распространяется в окружном направлении на $1/4$ дуги окружности. Величина неравномерности уменьшается в осевом направлении. Наряду с неравномерностью, вызванной парциальным подводом, кривые распределения давления включают высокочастотную шаговую неравномерность потока и неравномерность, вызванную колебаниями лопаток.

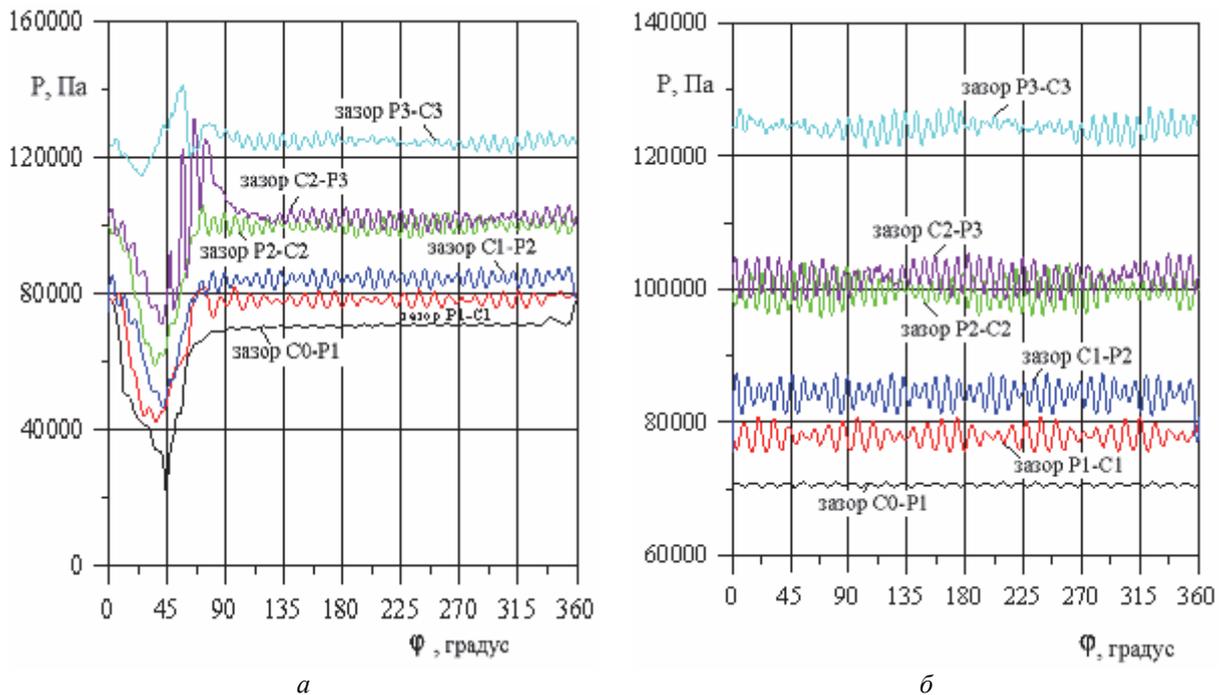


Рис. 5 – Распределение статического давления в окружном направлении в осевых зазорах:
 а – при парциальном подводе; б – при полном подводе

Анализ нестационарных характеристик проведен с использованием разложения в ряды Фурье

$$F(t) = F_0 + \sum_{i=1}^{\infty} F_{1i} \cos(2\pi\nu it) + F_{2i} \sin(2\pi\nu it),$$

где $F(t)$ – физическая нестационарная характеристика; F_0 – среднее значение; F_{1i} и F_{2i} – коэффициенты Фурье; i – номер гармоники; ν – 1-я гармоническая частота.

Ниже представлен сравнительный анализ нестационарных аэродинамических нагрузок и амплитуд колебаний лопаток ротора P1 при парциальном и полном подводе. Средние значения нестационарных нагрузок, действующих на рабочие лопатки ротора P1 при парциальном и полном подводе приведены в табл. 2.

Таблица 2

Средние значения нестационарных нагрузок, действующих на рабочие лопатки ротора P1

парциальный подвод				полный подвод			
\bar{L}	F_y , Н	F_z , Н	M , Н·м	\bar{L}	F_y , Н	F_z , Н	M , Н·м
0.05	-5.79	-0.673	0.0091	0.05	-5.83	-0.646	0.0097
0.50	-5.47	-2.364	0.0244	0.50	-5.39	-2.330	0.0232
0.95	-3.20	2.772	0.0338	0.95	-3.05	-2.631	0.0312

На рис. 6 представлены графики нестационарных аэродинамических сил, действующих в окружном направлении (F_y) на периферийный слой рабочих лопаток ротора P1 (рис. 6а,в), и их амплитудно-частотные характеристики (рис. 6б,г) при парциальном (рис. 6а,б) и полном подводе (рис. 6в,г).

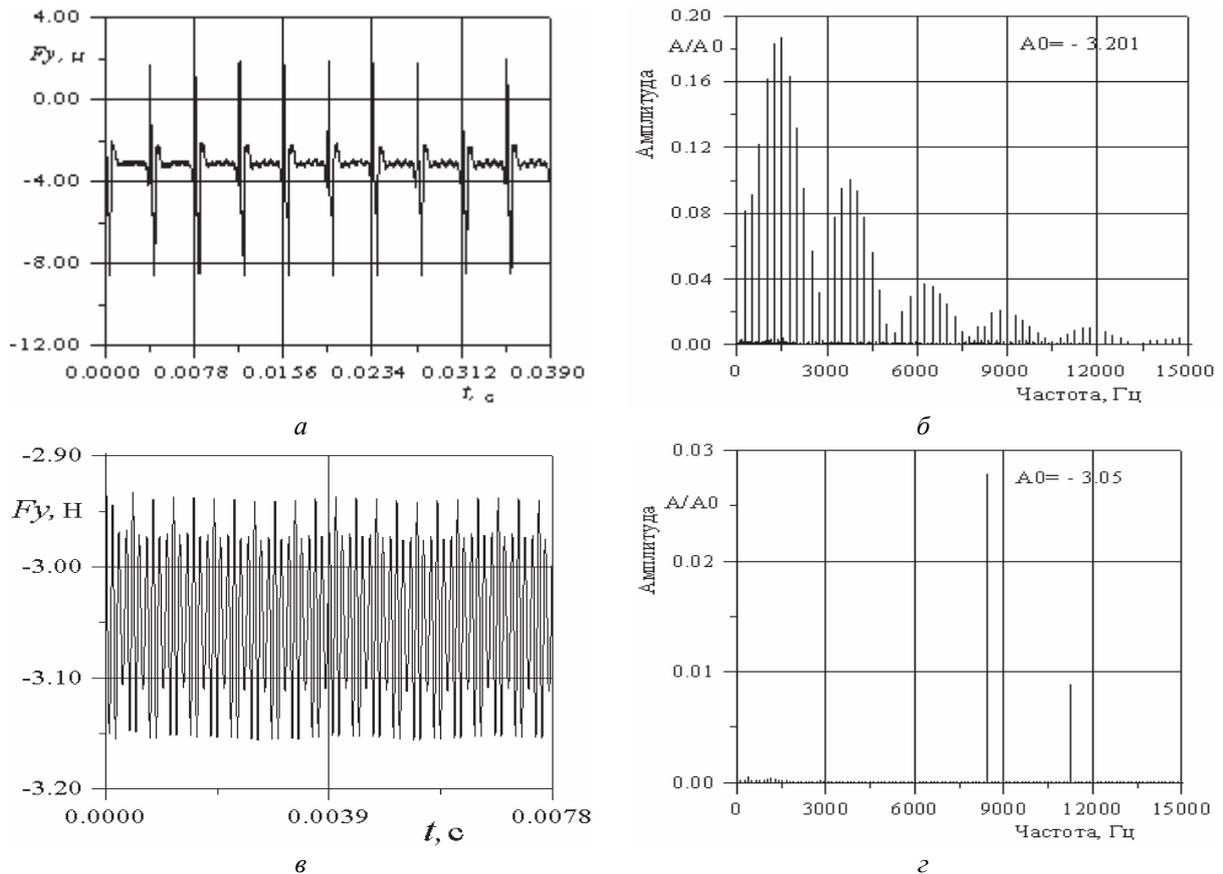


Рис. 6 – Изменение окружной нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопасти ротора P1:

a – окружная сила при частичном подводе; *б* – амплитудно-частотный спектр при частичном подводе; *в* – окружная сила при полном подводе; *г* – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

Аэродинамические нагрузки, действующие на разные лопасти, имеют один и тот же характер, но сдвинуты по времени в зависимости от номера лопасти, в то время как амплитудно-частотные характеристики не зависят от номера лопасти.

Как следует из графиков основной вклад в нестационарные составляющие аэродинамической нагрузки, действующей на лопасти ротора P1 при частичном подводе, вносят гармоники, с частотами кратными частоте вращения 256 Гц. Максимальные значения амплитуд соответствуют гармоникам с частотами 1536 Гц, 4096 Гц, 6144 Гц, которые зависят от перепада давления при прохождении рабочей лопастью зоны загромождения и её относительного углового размера. Амплитуды гармоник, соответствующих бегущей частоте статора C0 ($v_{рот} \times z_{c0} = 256 \times 44 = 11264$ Гц) и статора C1 ($v_{рот} \times z_{c1} = 256 \times 33 = 8448$ Гц) пренебрежимо малы по сравнению с низкочастотными возмущениями. При полном подводе средние значения нестационарных нагрузок (рис. 6в,г) примерно такие же, как при частичном подводе, в то время как амплитуды пульсаций в 5–6 раз меньше, и основной вклад вносят гармоники с частотами равными бегущей частоте статоров C0 и C1.

На рис. 7 показаны аналогичные графики нестационарных окружных сил, действующих на периферийный слой лопаток ротора P3. Следует заметить, что при частичном подводе (рис. 7а,б) амплитуды низкочастотных гармоник, вызванных зоной загромождения уменьшаются по сравнению с ротором P1, а амплитуда с бегущей

частотой статора $C1$ ($v_{\text{рот}} \times z_{c1} = 256 \times 33 = 8448$ Гц) увеличилась. Максимальные амплитуды гармоник при парциальном подводе примерно в 3 раза выше максимальных амплитуд при полном подводе (рис. 7в,з).

Колебания лопаток под действием переменных аэродинамических сил представлены в форме перемещений периферийных сечений рабочих лопаток ротора P1 и ротора P3. Средние значения деформаций лопаток ротора P1 в окружном и осевом направлениях, а также угол поворота относительно центра тяжести приведены в таблице 3.

Таблица 3

Средние значения деформаций лопаток в окружном и осевом направлениях, а также угол поворота относительно центра тяжести ротора P1

парциальный подвод				полный подвод			
\bar{L}	h_y , мм	h_z , мм	ϕ , град	\bar{L}	h_y , мм	h_z , мм	ϕ , град
0.05	-0.001	-0.0007	0.0020	0.05	-0.001	-0.0007	0.0020
0.50	-0.026	-0.0180	0.0071	0.50	-0.025	-0.0170	0.0064
0.95	-0.068	-0.0640	-0.0033	0.95	-0.067	-0.0620	-0.0043

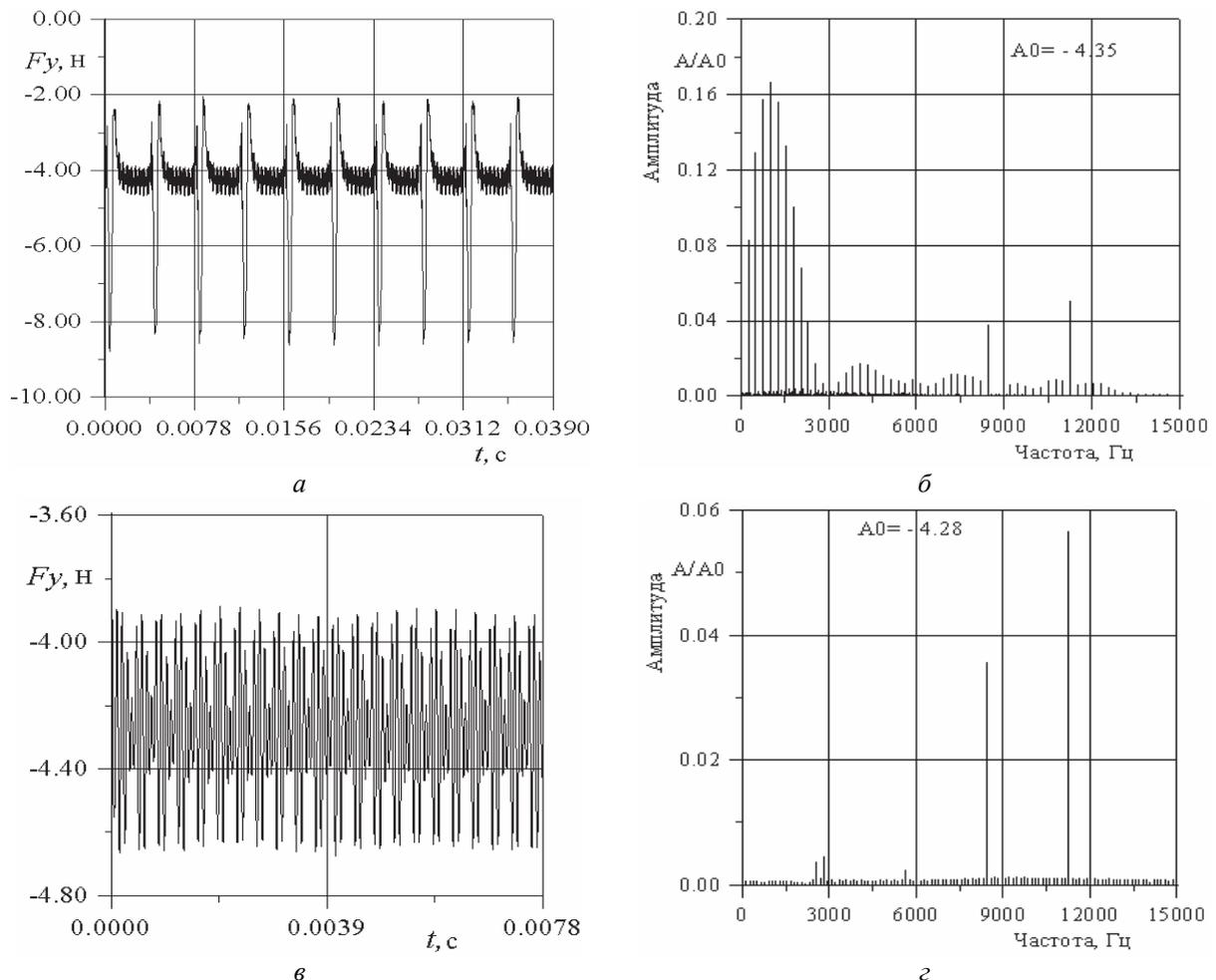


Рис. 7 – Изменение окружной нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки ротора P3: а – окружная сила при парциальном подводе; б – амплитудно-частотный спектр при парциальном подводе; в – окружная сила при полном подводе; з – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

На рис. 8 представлені графіки коливань периферійних сечень лопаток ротора Р1 в окружном напрямленні (h_{φ}) при парциальному підводі (рис. 8а) і амплитудно-частотні характеристики (рис. 8б), а також – при повному підводі (рис. 8в,г). Основний вклад в изгибные коливання вносить гармоніка з частотою близькою к частоте 1-й собственої форми коливань (автоколивання по 1-й собственої формі коливань). Як следует из расчета, вынужденные коливання лопаток незначительны. Максимальна амплітуда коливань при парциальному підводі в 5 раз перевищує амплітуду коливань для режиму з однорідним потоком на вході.

Изгибные коливання периферійних сечень лопаток ротора Р3 показані на рис. 9. Середні значення деформацій лопаток при парциальному і повному підводі практично однакові, парціальний підвід приводить к увеличению амплітуди автоколивань в 3–4 рази.

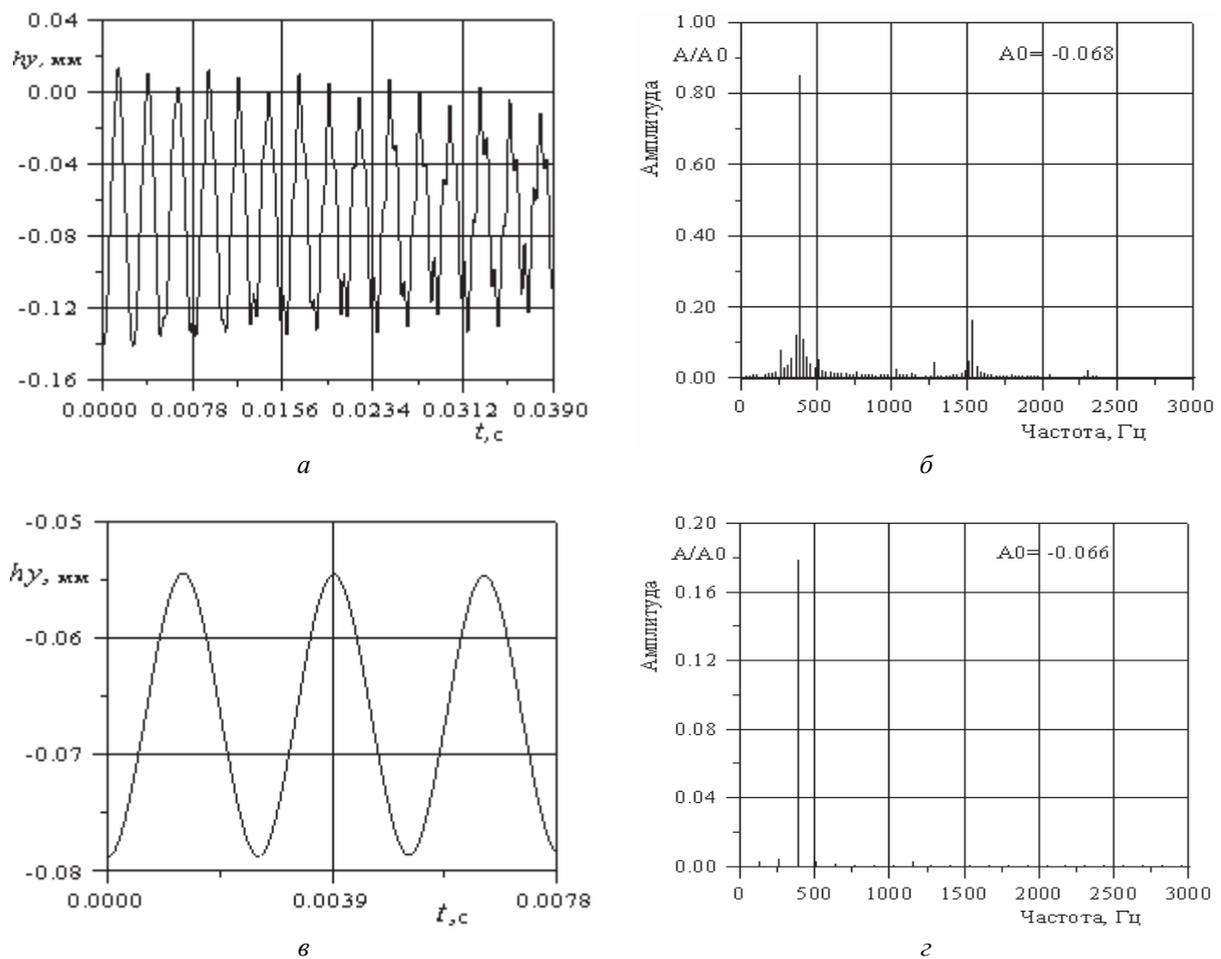


Рис. 8 – Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки ротора Р1:
 а – в окружном направлении при парциальном подводе; б – амплитудно-частотный спектр при парциальном подводе; в – в окружном направлении при полном подводе; г – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

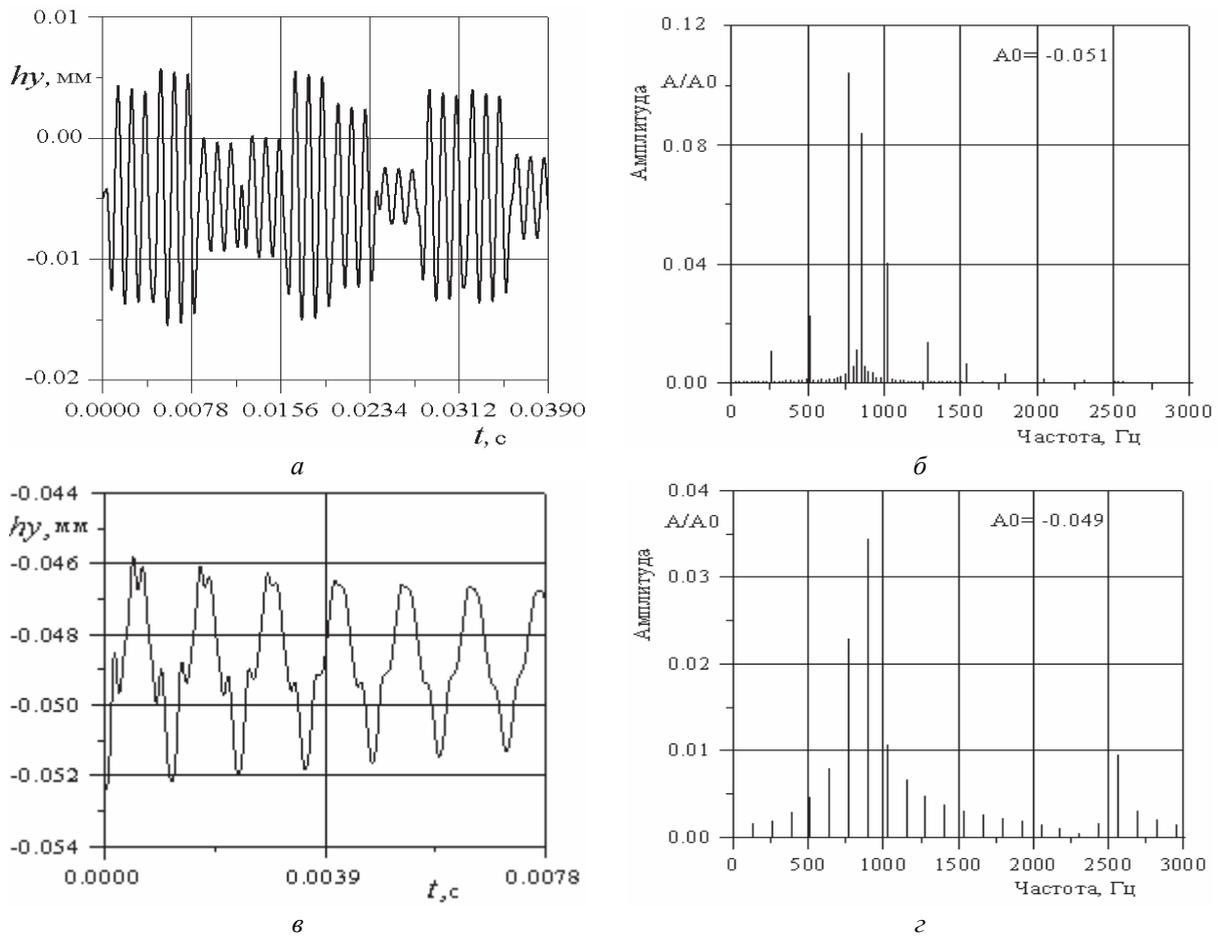


Рис. 9 – Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки ротора РЗ:
 а – в окружном направлении при парциальном подводе; б – амплитудно-частотный спектр при парциальном подводе; в – в окружном направлении при полном подводе; г – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

Выводы

1) Разработаны математическая модель и численный метод решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток в трехмерном потоке идеального газа в трехступенчатом отсеке осевого компрессора при парциальном подводе рабочего тела.

2) Численный анализ показал увеличение амплитуд нестационарных нагрузок и колебаний лопаток при парциальном подводе по сравнению с полным подводом, которые зависят от протяженности зоны загромождения и перепада давления в направляющем аппарате.

3) Максимальные значения амплитуд нестационарных нагрузок и колебаний рабочих лопаток ротора Р1 при парциальном подводе выше в 4–5 раз по сравнению с амплитудами колебаний при полном подводе. Неравномерность распределения давления в окружном направлении и соответственно амплитуды нестационарных нагрузок и колебаний рабочих лопаток, вызванные парциальным подводом, уменьшаются в осевом направлении.

Список литературы: 1. Boulbin, F. Turbine blade forces due to partial admission [Text] / F. Boulbin, N. Penneron, J. Kermarec and M. Pluiose // *Revue Francaise de Mecanique*. – 1992. – No. 3. – P. 203–208.
 2. Bohn, D. E. Experimental investigations into the nonuniform flow in a four-stage turbine with special focus on

the flow equalization in the first turbine stage [Text] / D. E. Bohn and H. H.-W. Funke // Proceedings of the Turbo Expo. – 2003. – Vol. 6a. – P. 281–289. **3.** Fridh, J. E. An experimental study on partial admission in a two-stage axial air test turbine with numerical comparison [Text] / J. E. Fridh, B. Bunkute, R. Fakhrai and T. H. Fransson // Proceedings of the ASME Turbo Expo. – 2004. – Vol. 5b. – P. 1285–1297. **4.** Scopec, J. Partial steam admission in an axial turbine stage [Text] / J. Scopec, L. Vomela, L. Tajc and J. Polansky // IMechE Conf. Trans. – 1999. – c557(7). – P. 681–686. **5.** Lampart, P. Unsteady load of partial admission control stage rotor of a large power steam turbine [Text] / P. Lampart, M. Szymaniak and R. Rzakowski // Proceedings of the ASME Turbo Expo. – 2004. – Vol. 5a. – P. 237–246. **6.** Hushmandi, N. B. Numerical study of unsteady flow phenomena in a partial admission axial steam turbine [Text] / N. B. Hushmandi, J. Hu, J. Fridh and T. Fransson // ASME Paper. – N GT2008-50538. **7.** Hushmandi, N. B. Unsteady forces of rotor blades in full and partial admission turbines [Text] / N. B. Hushmandi, J. Fridh and T. Fransson // Journal of Turbomachinery. – 2011. – Vol. 133. – P. 041017-1-12. **8.** Gnesin, V. I. A numerical modeling of stator-rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades [Text] / V. I. Gnesin, L. Kolodyazhnaya, R. Rzakowski // Journal of Fluid and Structure. – 2004. – No. 19. – P. 1141-1153. **9.** Gnesin, V. I. A numerical modelling of the unsteady loads and aeroelastic oscillations for compressor stage [Text] / V. I. Gnesin, R. Rzakowski and L. Kolodyazhnaya // Проблемы машиностроения. – 2007. – Т. 10, No. 4. – С. 39–47.

Bibliography (transliterated): **1.** Boulbin, F., et al. "Turbine blade forces due to partial admission." *Revue Francaise de Mecanique* 3 (1992): 203–208. Print. **2.** Bohn, D. E., and H.H.-W. Funke. "Experimental investigations into the nonuniform flow in a four-stage turbine with special focus on the flow equalization in the first turbine stage." *Proceedings of the Turbo Expo*. Vol. 6a. 2003. 281–289. Print. **3.** Fridh, J. E., et al. "An experimental study on partial admission in a two-stage axial air test turbine with numerical comparison." *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. Vol. 5b. 2004. 1285–1297. Print. **4.** Scopec, J., et al. "Partial steam admission in an axial turbine stage." *IMechE Conf. Trans* c557(7) (1999): 681–686. Print. **5.** Lampart, P., M. Szymaniak and R. Rzakowski. "Unsteady load of partial admission control stage rotor of a large power steam turbine." *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. Vol. 5a. 2004. 237–246. Print. **6.** Hushmandi, N. B., et al. "Numerical study of unsteady flow phenomena in a partial admission axial steam turbine" *ASME Paper*. GT2008-50538. Print. **7.** Hushmandi, N. B., J. Fridh and T. Fransson. "Unsteady forces of rotor blades in full and partial admission turbines." *Journal of Turbomachinery* 133 (2011): 041017-1-12. **8.** Gnesin, V. I., L. Kolodyazhnaya and R. Rzakowski. "A numerical modeling of stator-rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades." *Journal of Fluid and Structure* 19 (2004): 1141–1153. **9.** Gnesin, V. I., R. Rzakowski and L. Kolodyazhnaya. "A numerical modelling of the unsteady loads and aeroelastic oscillations for compressor stage." *Problemy mashinostroeniya* 10.4 (2007): C. 39–47. Print.

Поступила (received) 17.02.14

УДК 621.45.038

А. А. ХАЛАТОВ, д-р техн. наук; проф., академик НАНУ; Институт технической теплофизики НАН Украины; НТТУ «КПИ», Киев;

Н. А. ПАНЧЕНКО, аспирант НТТУ «КПИ»; м.н.с. Института технической теплофизики НАН Украины, Киев;

И. И. БОРИСОВ, канд. техн. наук; ведущий н.с. Института технической теплофизики НАН Украины, Киев;

Ю. Я. ДАШЕВСКИЙ, канд. техн. наук; зав. сектором, отдел турбин ГП НПКГ «Зоря-Машпроект», Николаев

ДВУХСТРУЙНОЕ ПЛЕНОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ПЛОСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ: ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

Представлены результаты экспериментального исследования двухструйного пленочного охлаждения плоской поверхности. При малых ($m = 0,50$) и умеренных ($m = 1,0$) значениях параметра вдува эффективность пленочного охлаждения пластины выше, чем для стандартной двухрядной системы цилиндрических отверстий и соответствует ей при $m = 1,50$. Внешняя турбулентность потока ($\approx 7\%$) практически не оказывает влияния на эффективность пленочного охлаждения пластины двухструйной системой отверстий.

Ключевые слова: двухструйное пленочное охлаждение, эффективность охлаждения, внешняя турбулентность.

Введение

Пленочное охлаждение является одним из основных способов тепловой защиты лопаток современных высокотемпературных газовых турбин. Традиционная система пленочного охлаждения поверхностей в виде совокупности дискретных наклонных отверстий цилиндрической формы, выполненных в охлаждаемой стенке, характеризуется рядом недостатков. Основной из них – низкая эффективность, особенно при $m > 1,0$ что обусловлено возникновением вторичных вихревых структур, разрушающих пленку охладителя и способствующих интенсивному «подсосу» горячего потока к защищаемой поверхности. Кроме того, при использовании традиционных схем подачи охладителя наблюдается высокая поперечная неравномерность поля температур. Поэтому поиск новых методов пленочного охлаждения, обладающих высокой эффективностью, пониженным расходом, равномерностью покрытия поверхности пленкой охладителя и несложной технологией изготовления представляет одну из актуальных проблем газотурбостроения.

В настоящее время этим вопросом активно занимаются ведущие научные центры и компании США, Японии, Германии, Швеции, России, Украины. Для снижения отрывных явлений и уменьшения пространственной неравномерности охлаждения предложены перспективные схемы охлаждения с отверстиями сложного (фасонного) профиля – веерной («*fan-shaped*»), консольной и других форм [1–3]. Однако, выполнение таких отверстий, имеющих размеры менее одного миллиметра, требует специального дорогостоящего оборудования и связано с определенными технологическими трудностями. Поэтому большой практический интерес представляют новые технические решения, не уступающие фасонным отверстиям по эффективности охлаждения, но имеющие более простую технологию изготовления.

К таким решениям можно отнести двухструйную систему наклонных цилиндрических отверстий со сложными углами подачи охладителя («double jet»), в которой происходит сложное взаимодействие охлаждающих струй с подачей охладителя из отверстий первого ряда в переднюю часть отверстий второго ряда (рис. 1). Как следствие, можно ожидать и более равномерного покрытия поверхности пленкой охладителя [4].

Для реальных условий обтекания лопаток газовых турбин характерна турбулентность внешнего потока, поэтому исследованию этого фактора уделяется большое внимание. Это влияние в различных схемах пленочного охлаждения проявляется неоднозначно. Так например, при подаче охладителя через щель, пористую вставку или систему наклонных круглых отверстий [5] внешняя турбулентность снижает эффективность пленочного охлаждения, причем наиболее заметно при $Tu > 10\%$. Однако, для некоторых конфигураций внешняя турбулентность оказывает слабое влияние, а в ряде случаев, например при траншейной подаче охладителя, может даже повышать эффективность пленочного охлаждения [6]. Что касается двухструйной системы отверстий, то данные по эффективности пленочного охлаждения в условиях внешней турбулентности в литературе отсутствуют.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование эффективности пленочного охлаждения с помощью двухструйной системы отверстий при обтекании плоской поверхности низкотурбулентным воздушным потоком ($Tu = 1\%$) и при наличии внешней турбулентности ($Tu \approx 7\%$). В качестве основного и вторичного потоков в работе использован атмосферный воздух. Исследование выполнено в диапазоне изменения параметра вдува m от 0,5 до 2,0.

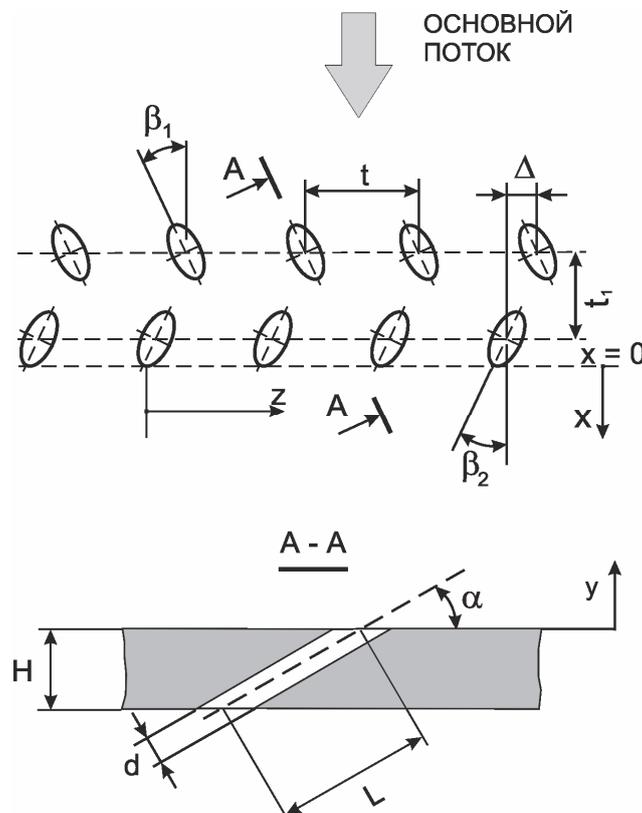


Рис. 1 – Схема исследованной двухструйной системы отверстий

Экспериментальная установка и методика проведения измерений

Эксперименты выполнены в аэродинамической трубе открытого типа, работающей от центробежного вентилятора ВВД-5. Атмосферный воздух (первичный поток) от вентилятора подавался в ресивер и далее поступал в рабочий участок. Равномерное по сечению поле скорости на входе в рабочий участок обеспечивалось установкой на выходе из ресивера спрямляющей сетки и прямоугольного сопла, спроектированного по профилю Витошинского с соотношением входной и выходной площади около 20. В этом случае входная турбулентность потока составляла не более 1 %. После рабочего участка воздушный поток поступал в успокоительную емкость и далее выбрасывался в атмосферу. Для исследования эффективности пленочного охлаждения использовано обратное направление теплового потока: основной поток холодный, а вторичный — нагретый. Вдуваемый воздух (вторичный поток) от индивидуального компрессора через регулирующий вентиль, расходомер (ротаметр) и электронагреватель подавался в рабочий участок через систему парных отверстий (рис. 1).

Рабочий участок представляет собой плоский канал с поперечным сечением ($294 \times 34 \text{ мм}^2$), соответствующим выходному сечению сопла Витошинского. Нижняя стенка рабочего участка содержит плоскую пластину длиной 70 мм, выполненную из оргстекла с двухструйной системой отверстий для подачи охладителя и адиабатную пластину из асбоцемента ($\lambda = 0,17 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$) длиной 130 мм. В адиабатную пластину вмонтированы 9 хромель-алюмелевых термопар, расположенных в продольном направлении на одной линии с постоянным по длине шагом (10 мм). В установке предусмотрена возможность перемещения адиабатной пластины в поперечном направлении для определения локальных значений эффективности пленочного охлаждения.

В экспериментах с внешней турбулентностью потока использовался тот же рабочий участок. Для генерации турбулентности на входе в сопло Витошинского устанавливалась турбулизирующая решетка (перфорированная пластина) с относительным проходным сечением 17,3 %. В этом случае на выходе из сопла обеспечивалась турбулентность с высоким уровнем изотропности. Уровень продольной составляющей турбулентности воздушного потока на выходе из сопла измерялся термоанемометром постоянной температуры и составлял около 7 %.

Основные геометрические параметры системы двухрядных отверстий (рис. 1) выбирались близкими к исследованным в работе [4]. Толщина пластины вдува H составляла 10 мм, длина отверстия вдува $L = 20$ мм, относительная длина отверстия $L/d = 6,25$. Диаметр цилиндрических отверстий d составлял 3,2 мм, угол наклона отверстий к плоскости пластины α равнялся 30° , который наиболее распространен в практике газотурбостроения. Поперечные углы наклона проекций осей отверстий на плоскость пластины β_1 и β_2 составляли 25° , поперечный шаг отверстий $t = 12,8$ мм ($t/d = 4,0$), продольный шаг между первым и вторым рядом $t_1 = 10$ мм ($t_1/d = 3,125$), зазор $\Delta = 3,2$ мм ($\Delta/d = 1,0$). При анализе и обобщении опытных данных расстояние « x » отсчитывалось от «среза» отверстия второго ряда (рис. 1).

В экспериментах измерялись скоростной напор основного потока на входе, статическое давление на верхней стенке канала, полная температура основного потока, температура вдуваемого потока, расход вдуваемого потока, температура адиабатной поверхности в девяти точках по длине пластины с шагом 10 мм. Скоростной напор определялся с помощью трубки Пито-Прандтля и системы дифманометров. Температура адиабатной поверхности, основного и вдуваемого воздуха регистрировалась хромель-алюмелевыми термопарами диаметром 0,1 мм. Для

определения температуры вдуваемого потока две термопары устанавливались в отверстиях вдува непосредственно перед выходом вторичного потока наружу. Показания этих термопар в процессе экспериментов были идентичными (отличие не превышало 1,5 %). При определении локальной эффективности пленочного охлаждения использованы 5 сечений между отверстиями второго ряда (рис. 1) с поперечным шагом $z/t = 0,25$.

Параметры экспериментов были следующими: скорость основного потока 35...38 м/с, температура основного потока изменялась от 23,5 до 26 °С, температура вдуваемого воздуха – от 64 до 79 °С. В этом случае отношение плотностей вдуваемого и основного потока составляло 0,85...0,88, параметр вдува m изменялся от 0,5 до 2,0, а число Рейнольдса Re_d по эквивалентному диаметру канала рабочего участка и скорости основного потока на входе составляло около $1,35 \cdot 10^5$. Проведенные ранее измерения профиля скорости потока в пограничном слое [7] показали, что для данных условий пограничный слой перед участком подачи вторичного потока является турбулентным.

Результаты исследования

Как указывалось выше, для определения пространственного распределения температуры адиабатной поверхности в установке предусмотрена возможность перемещения пластины в поперечном направлении (вдоль оси z) с постоянным шагом d , в пределах поперечного шага t (5 измерительных линий на одном шаге по ширине). Результаты измерения локальной эффективности двухструйного пленочного охлаждения показаны на рис. 2. Из представленных данных можно заключить, что для всех параметров вдува m наблюдается уменьшение эффективности охлаждения поверхности по длине пластины; причем с увеличением значения m эффективность охлаждения при $x/d = \text{const}$ снижается. Наиболее высокие значения эффективности пленочного охлаждения наблюдаются на линиях $z/t = 0$ и $z/t = 1,0$, которые проходят через переднюю кромку второго ряда отверстий.

Для практики важное значение имеет осредненная по ширине пластины величина эффективности пленочного охлаждения. В настоящей работе осреднение проводилось методом трапеций

$$\bar{\eta} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^4 (\eta_i + \eta_{i+1}),$$

где $n = 4$ – количество участков разбиения.

На рис. 3 представлены осредненные значения эффективности пленочного охлаждения при изменении параметра вдува m от 0,5 до 2,0. Полученные результаты сравниваются с экспериментальными данными работы [4], в которой использовалась двухструйная система отверстий с углом β (рис. 3), равным 29°. Как следует, результаты настоящих экспериментов удовлетворительно согласуются с данными работы [4], различие полученных результатов не превышает 20 %, что может быть обусловлено некоторым различием в величине угла β .

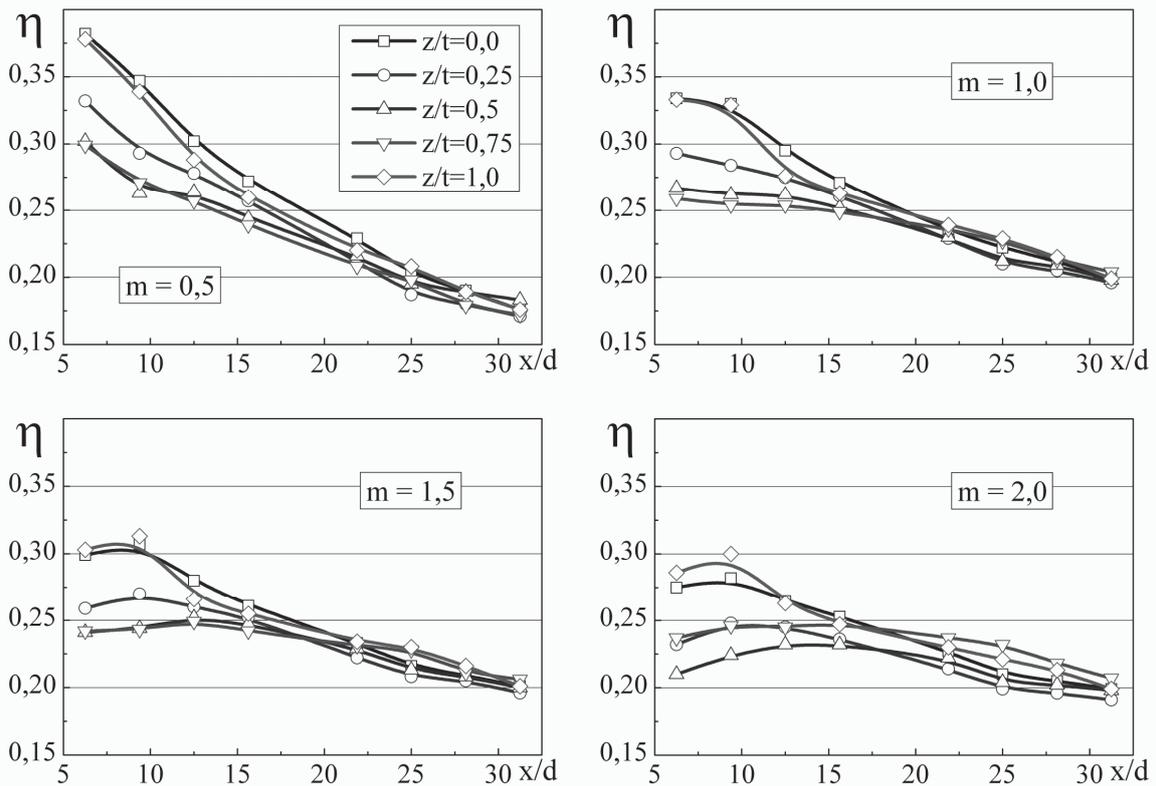


Рис. 2 – Локальная эффективность двухструйного пленочного охлаждения $Tu = 1\%$

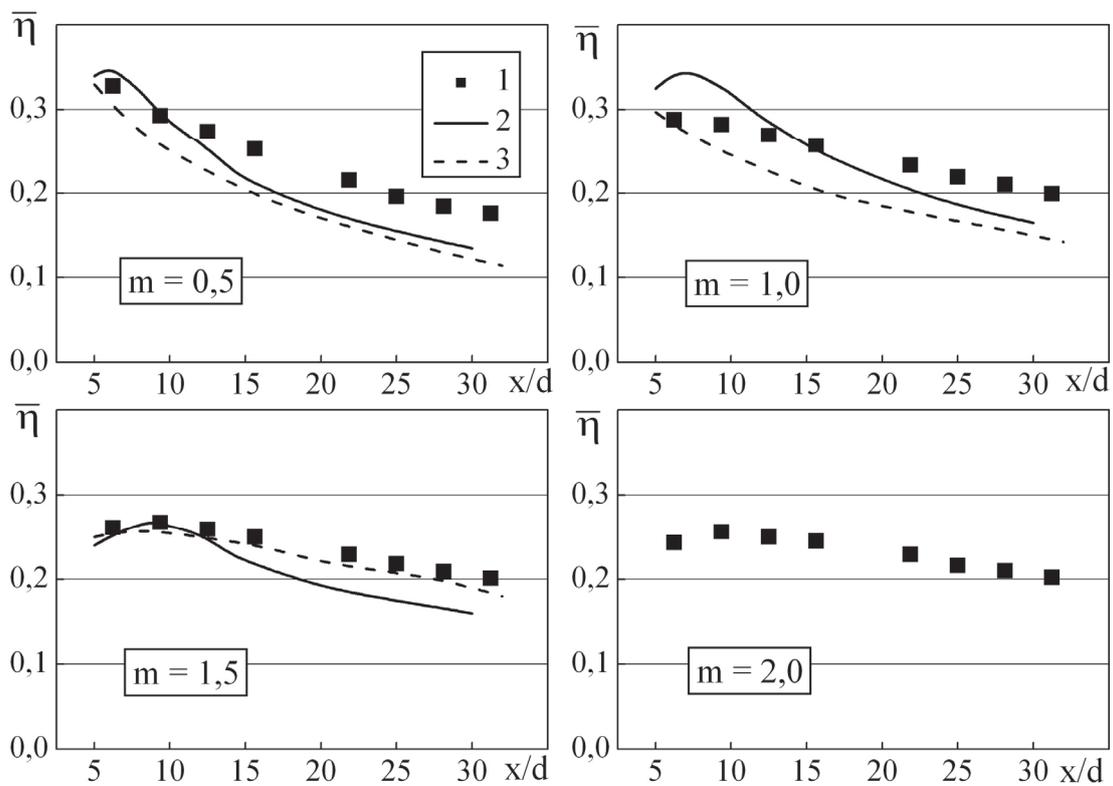


Рис. 3 – Сравнение средней по ширине эффективности двухструйного пленочного охлаждения с результатами работ [4] и [8]: нетурбулизированный поток: 1 – результаты настоящей работы; 2 – двухструйная система отверстий с аналогичной геометрией [4]; 3 – традиционная двухрядная система цилиндрических отверстий [8]

На рис. 4 для параметра вдува $m = 1,5$ представлені експериментальні дані для турбулізованого ($Tu \approx 7\%$) і нетурбулізованого ($Tu = 1\%$) повітряного потоку для різних значень поперечної координати. Як следует, в розглянутих умовах зовнішня турбулентність слабо впливає на локальне значення ефективності охолодження. Незначительне збільшення локальної ефективності під дією турбулентності відмічено на лініях $z/t = 0,75$ і $1,0$.

На рис. 5 показана середня по ширині пластини ефективність пліночного охолодження в умовах зовнішньої турбулентності при різних значеннях параметра вдува. Як следует, для середньої ефективності в широкому діапазоні змінення параметра вдува вплив зовнішньої турбулентності не перевищує $5 \dots 10\%$, аналогічне вплив турбулентності має місце для профілюваних отворів [2].

Більш наочно вплив зовнішньої турбулентності проявляється при аналізі продольного розподілу відношення середньої ефективності пліночного охолодження пластини для турбулізованого ($Tu = 7\%$) і нетурбулізованого ($Tu \approx 1\%$) потоків при різних значеннях параметра вдува (рис. 6). Як видно, для умов нинішніх експериментів помітний вплив зовнішньої турбулентності на ефективність охолодження проявляється тільки при $x/d > 20$ і для малих параметрів вдува – тут турбулентність підвищує середню ефективність пліночного охолодження на $7 \dots 8\%$. При значеннях $m = 1,5$ і $2,0$ вплив зовнішньої турбулентності практично не проявляється.

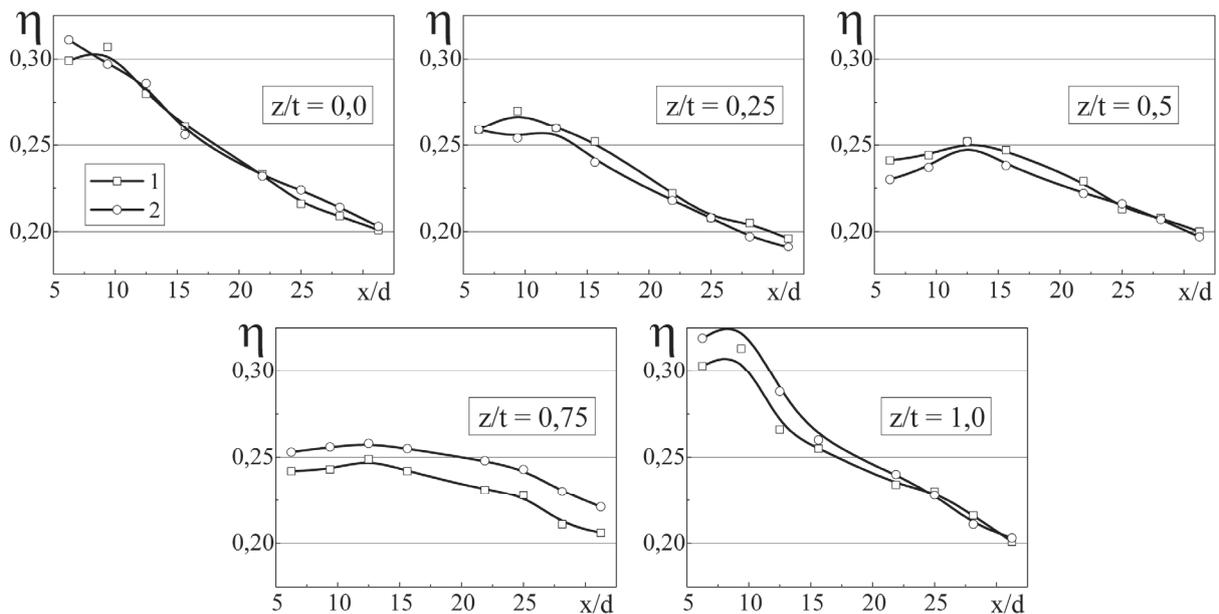


Рис. 4 – Вплив зовнішньої турбулентності потоку на локальну ефективність двохструйного пліночного охолодження при $m = 1,50$: 1 – $Tu = 1\%$; 2 – $Tu \approx 7\%$

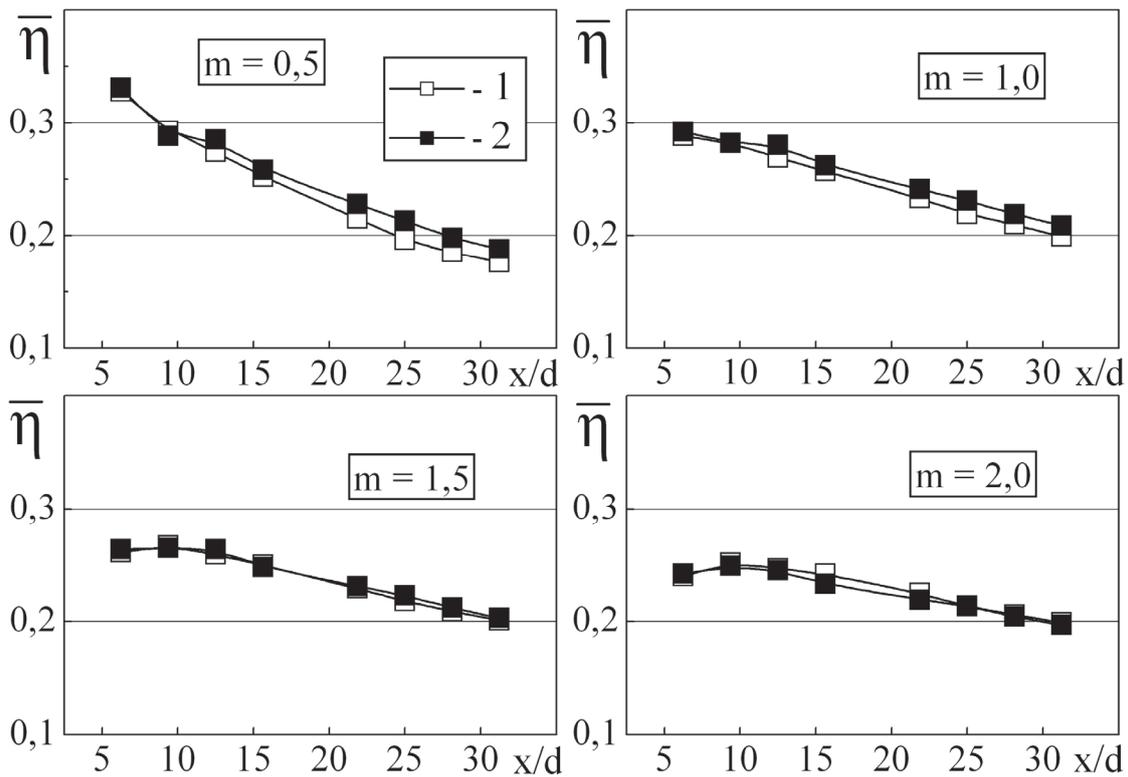


Рис. 5 – Средняя эффективность двухструйного пленочного охлаждения при наличии внешней турбулентности потока: 1 – $Tu = 1\%$; 2 – $Tu \approx 7\%$

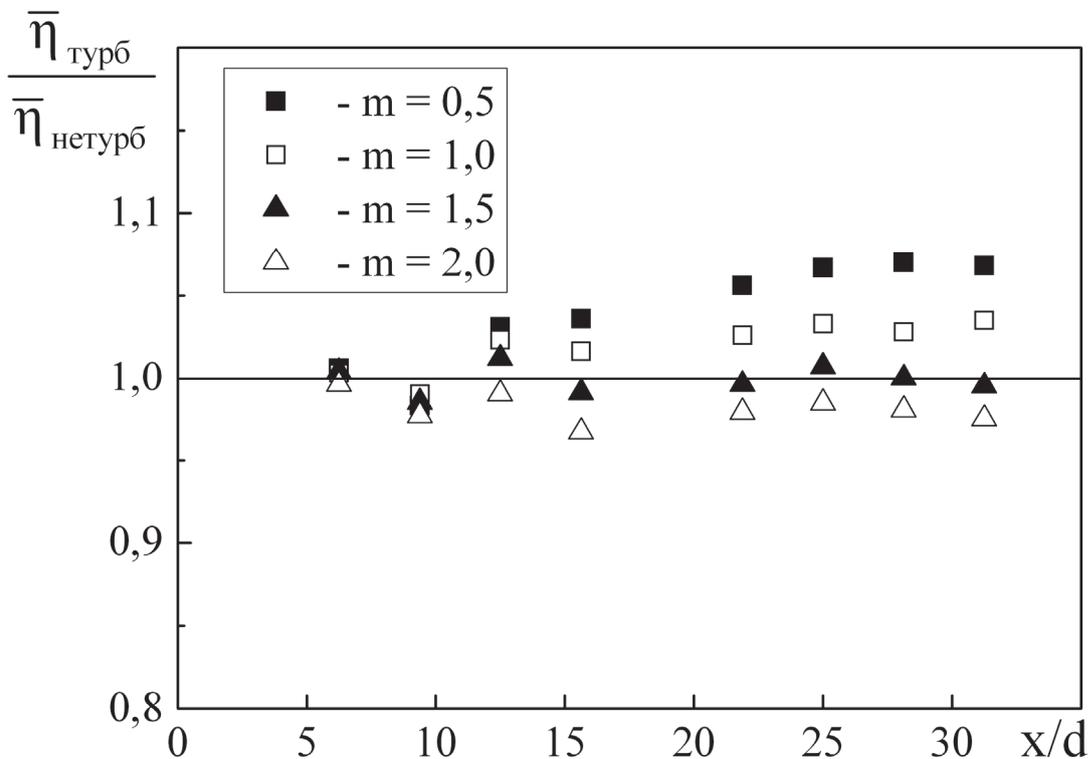


Рис. 6 – Влияние внешней турбулентности потока на среднюю эффективность двухструйного пленочного охлаждения

Таким образом, для условий настоящих экспериментов внешняя турбулентность слабо влияет на эффективность пленочного охлаждения. Это можно объяснить тем, что в результате смешения и взаимодействия соседних струй происходит генерация турбулентности и внешняя турбулентность, использованная в настоящих экспериментах, не оказывает существенного влияния на гидродинамику и тепловые характеристики защитной пленки.

Выводы

1) При идентичных условиях средняя эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности с помощью двухструйной системы отверстий при малых ($m = 0,50$) и умеренных ($m = 1,0$) значениях параметра вдува на 20 % выше, чем для стандартной двухрядной системы цилиндрических отверстий и соответствует ей при $m = 1,5$.

2) Внешняя турбулентность потока ($\approx 7\%$) оказывает слабое влияние на среднюю эффективность двухструйного пленочного охлаждения пластины.

Список литературы: 1. Goldstein, R. J. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling [Text] / R. J. Goldstein, E. R. G. Eckert // *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. – 1974. – V. 17, № 5. – P. 595–607. 2. Colban, W. F. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface [Text] / W. F. Colban, K. A. Thole, D. Bogard // *ASME Journal of Turbomachinery*, – 2011. – Vol. 133, No. 1. – 011002 – 11 p. 3. Leedom, D. H. Large eddy simulations of film cooling flow fields from cylindrical and shaped holes [Электронный ресурс] / D. H. Leedom, S. Acharya // *ASME Paper*. – Электрон. дан. (1 файл). – № GT-2008–51009. – 13 p. — 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 4. Kusterer, K. Film cooling effectiveness comparison between shaped- and double jet film cooling holes in a row arrangement [Электронный ресурс] / K. Kusterer, A. Elyas, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka, M. Kazari // *ASME Paper*. – Электрон. дан (1 файл). – GT-2010-22604. – 13 p.– 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 5. Волчков, Э. П. Пристенные газовые завесы [Текст] / Э. П. Волчков. – Новосибирск: Наука, 1983. – 240 с. 6. Baheri, S. The effect of turbulence intensity on film cooling of gas turbine blade from trenched shaped holes [Электронный ресурс] / S. Baheri, B. A. Jubran, S. P. Alavi Tabrizi // *ASME Paper*. – Электрон. дан (1 файл). GT-2008-50318. – 10 p. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 7. Халатов, А. А. Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности системой наклонных отверстий, расположенных в сферических углублениях [Текст] / А. А. Халатов, И. И. Борисов, А. С. Коваленко, Ю. Я. Дашевский, С. В. Шевцов // *Промышленная теплотехника*. – 2012. – Т. 34, № 3. – С. 5–12. 8. Dittmar, J. Assessment of various film cooling configurations including shaped and compound angle holes based on large scale experiments [Text] / J. Dittmar, A. Schulz, S. Wittig // *ASME Journal of Turbomachinery*. – 2003. – Vol. 125, No. 1. – P. 57–64.

Bibliography (transliterated): 1. Goldstein, R. J., and E. R. G. Eckert. "Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling." *Int. J. of Heat and Mass Transfer* 17.5 (1974): 595–607. Print. 2. Colban, W. F., K. A. Thole and D. Bogard. "A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface." *ASME Journal of Turbomachinery* 133.1 (011002) (2011): 11. Print. 3. Leedom, D. H. "Large eddy simulations of film cooling flow fields from cylindrical and shaped holes." *ASME Paper*. No. GT-2008–51009. CD-ROM. 4. Kusterer, K., et al. "Film cooling effectiveness comparison between shaped- and double jet film cooling holes in a row arrangement." *ASME Paper*. No. GT-2010-22604. CD-ROM. 5. Volchkov, Je. P., B. A. Jubran and S. P. Alavi. *Near wall film cooling*. Novosibirsk: Nauka, 1983. Print. 6. Baheri, S. "The effect of turbulence intensity on film cooling of gas turbine blade from trenched shaped holes." *ASME Paper*. No. GT-2008-50318. CD-ROM. 7. Halatov, A. A., et al. "The film cooling effectiveness over a flat plate using inclined holes arranged in spherical dimples." *Promyshlennaja teplotehnika* 34.3 (2012): 5–12. 8. Dittmar, J., A. Schulz and S. Wittig. "Assessment of various film cooling configurations including shaped and compound angle holes based on large scale experiments." *ASME Journal of Turbomachinery* 125.1 (2003): 57–64. Print.

Поступила (received) 10.02.14

УДК 532.516, 517: .536.24

М. А. ГОТОВСКИЙ, д-р техн. наук; гл.н.с. ОАО «НПО ЦКТИ»,
Санкт-Петербург, Россия;

Ю. Г. СУХОРУКОВ, канд. техн. наук; зам. ген. дир. ОАО «НПО ЦКТИ»;
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», Санкт-Петербург,
Россия;

Н. В. ГЕОРГИЕВСКИЙ, зам. дир. ЗАО «Завод «Киров-Энергомаш»,
Санкт-Петербург, Россия

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ СРЕД С ВЫСОКИМИ ЧИСЛАМИ ПРАНДТЛЯ В ОБЛАСТИ ПЕРЕХОДА ОТ ЛАМИНАРНОГО К ТУРБУЛЕНТНОМУ РЕЖИМУ ТЕЧЕНИЯ

В теплообменниках с высоковязкими средами реализуется движение с числами Re , соответствующими ламинарной и переходной областям для гладкого канала. При этом использование искусственной шероховатости (ИШ) дает возможность получать степени интенсификации тем большие, чем больше число Pr . Для объяснения этих результатов важно установить отличие развития турбулентности в интенсифицированном канале от гладкого. Новые данные Хао, Эволда и Олсена позволили установить, как быстро после перехода к турбулентности распределение пульсаций поперечной скорости и касательных напряжений с ростом числа Re приближается к установившемуся. Зона порождения турбулентности в гладком канале расположена в интервале $30 < y^+ < 40$. Сопоставление масштабов ИШ, приводящих к снижению $Re_{кр}$ и положения этой зоны в гладкой трубе, позволили сделать вывод, что зона образования вихрей для ИШ оказывается ближе к стенке, чем при генерации турбулентности по обычному сценарию. Это дает основания предполагать, что влияние генерируемых на элементах ИШ вихрей, будет сильнее влиять на теплоотдачу жидкостей с высокими числами Pr , поскольку для них основное термическое сопротивление сосредоточено в относительно тонком слое. Изложенная схема позволяет объяснить экспериментальные данные ряда авторов, а также обеспечить более надежное прогнозирование эффективности интенсификации теплообмена в зависимости от числа Pr .

Ключевые слова: искусственная шероховатость, интенсификация теплообмена, число Прандтля, турбулентность.

Введение

Проблема интенсификации теплообмена для сред с высокой вязкостью, для которых характерны высокие значения числа Прандтля является достаточно сложной. Дело в том, что для таких сред трудно достичь высоких скоростей движения из-за неприемлемого роста потерь давления. Поэтому теплообменные аппараты с такими средами (например, смазочными маслами) работают чаще всего при переходных значениях чисел Рейнольдса. Ряд полученных для этих условий результатов был опубликован в работах [1, 2]. В этих работах рассматривались экспериментальные и расчетные результаты исследования теплоотдачи и гидродинамики таких движений. Экспериментальные результаты для высоковязких сред были получены в основном для труб с поперечной и спиральной накаткой и лишь в одной из них исследовалась олуноченая труба. Это расчетное исследование, проведенное в работе [2].

А) Анализ опытных данных

1) Три упомянутых выше типа искусственной шероховатости (ИШ) можно объединить в общую группу, которая характерна тем, что рельеф формируется с помощью внешнего давления.

2) При достаточно большом масштабе ИШ критическое число Рейнольдса (Re) может уменьшиться до величин заметно меньших 1000. В этом случае существует диапазон чисел Re, простирающийся до верхней границы переходной области, который характеризуется высокой тепловой эффективностью, которая оказывается особенно большой для высоких чисел Прандтля.

3) Этот эффект можно использовать, в частности, для совершенствования теплообменников высоковязких жидкостей.

Б) Компьютерные исследования

Возможно, впервые был проведен цикл численных расчетов теплоотдачи при ламинарном течении высоковязкой жидкости с высокими числами Pr в плоском канале с олунами стенками [2]. Характерной особенностью постановки указанной задачи был учет зависимости вязкости от температуры, которая для жидкостей подобного типа является, как правило, достаточно сильной. При этом было показано, что в подобных условиях высокие степени интенсификации теплообмена имеют место даже при числах Re порядка нескольких сотен. Этот результат оказался особенно интересным, учитывая то обстоятельство, что аналогичные эффекты наблюдались в опытах по исследованию теплоотдачи масла в трубах с плотной кольцевой накаткой.

1 Некоторые результаты исследования структуры турбулентного потока

Для лучшего понимания результатов важно было определить возможные изменения характера перехода к турбулентности при переходе от гладкого канала к каналу с интенсифицирующим рельефом. Начнем с рассмотрения результатов исследования скоростного поля в области перехода от ламинарного к турбулентному течению, проведенного в работе [3]. Ниже приведены два рисунка из этой работы (рис. 1, 2).

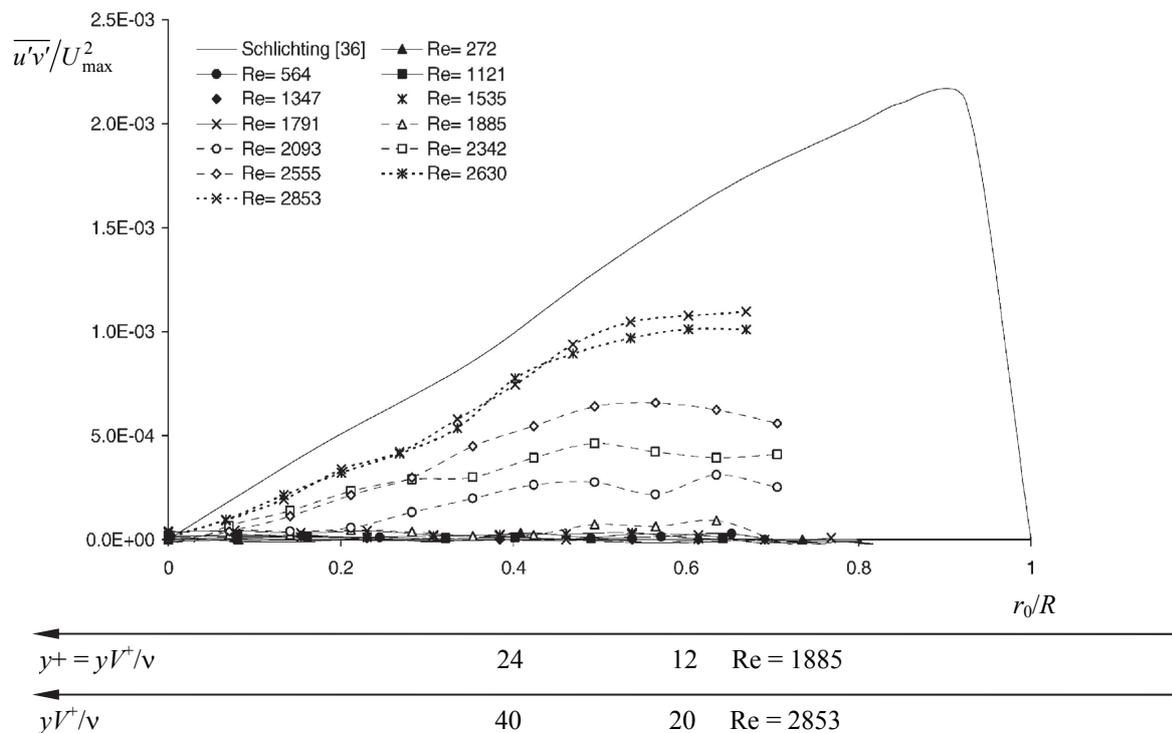


Рис. 1 – Зависимость безразмерные касательных рейнольдсовых напряжений $\frac{\overline{u'v'}}{U_{max}^2}$ от r_0/R и числа Рейнольдса (Re)

В ней исследовались как осредненные, так и пульсационные характеристики течения воздуха в трубе. Интервал исследований был выбран таким образом, чтобы максимально проследить развитие турбулентности.

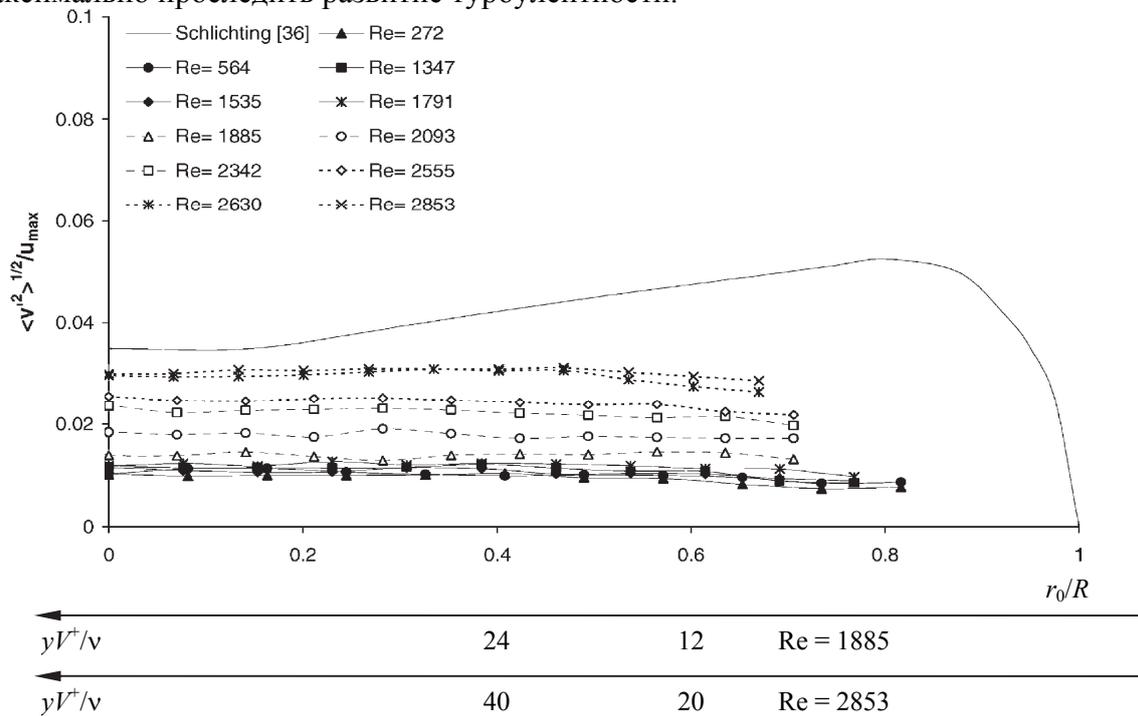


Рис. 2 – Флуктуации поперечной составляющей скорости $(\overline{v'^2})^{0.5} / U_{max}$ от R и V^+

2 Характер изменения теплоотдачи при различных числах Прандтля

Иллюстрацией вышесказанного являются некоторые характеристики теплоотдачи в переходной области, которые представлены на рис. 3 совместно с гидродинамическими величинами. Дадим теперь краткие пояснения к рис. 3.

На рис. 3 сопоставляются опытные и расчетные данные для двух существенно отличных чисел Прандтля – $Pr = 3$ и $Pr = 100$. До величин числа Рейнольдса, близких к критическому ($Re_{кр}$), экстраполирована формула Петухова-Кириллова (1) и показаны кривые, по формуле Гнилинского (2), которая по существу представляет собой формулу (1), которая скорректирована путем замены числа Re в числителе на $(Re - 1000)$.

$$Nu = \frac{\zeta/8 Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\zeta/8} (Pr^{2/3} - 1)}; \quad (1)$$

$$Nu = \frac{\zeta/8 (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\zeta/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right]. \quad (2)$$

Эта коррекция была введена именно для того, чтобы расчетную формулу для теплоотдачи можно было использовать в переходной области. Сравнение этих кривых показывает масштаб отклонений величины коэффициента теплоотдачи от его значений, соответствующих установившимся характеристикам турбулентности.

За исключением близкой окрестности $Re_{кр}$ формула (2) действительно хорошо согласуется с опытными данными. При числах Re , близких к $Re_{кр}$ мы можем наблюдать резкое падение теплоотдачи для $Pr = 100$. Формально этой линии в общем «некуда деваться», поскольку при ламинарном течении зависимость теплоотдачи от числа Pr

резко ослабеває вплоть до повного исчезновения для очень длинных труб. Однако, интересно проследить, как это изменение связано с изменением других характеристик течения, не зависящих напрямую от числа Pr . Для этого на рисунке приведены еще две

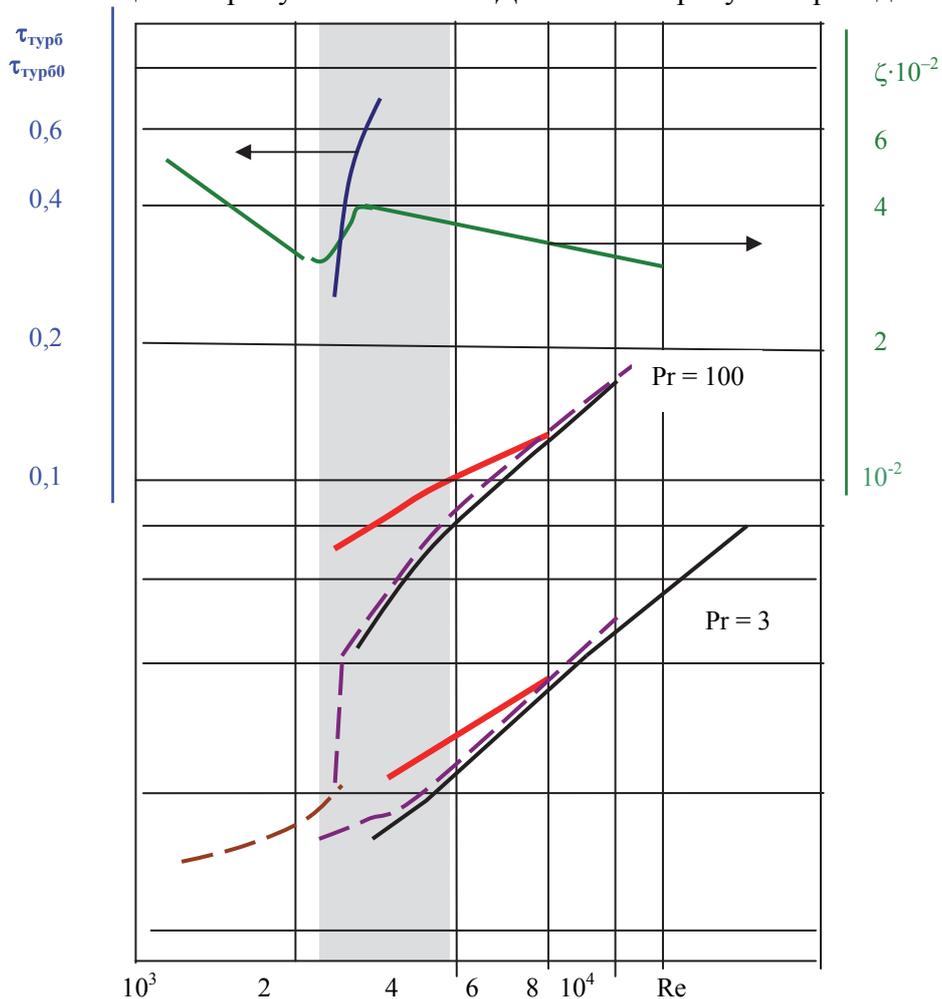


Рис. 3 – Общая схема, поясняющая изменение теплоотдачи в переходной области для различных чисел Прандтля для гладкой трубы:

— — — опытные данные (турбулентное и переходное течение); — — — опытные данные (ламинарное течение); — — — формула Гнилинского [4]; — — — формула Петухова-Кириллова [3]; — — — коэффициент сопротивления; — — — относительная доля турбулентных касательных напряжений

кривые. Первая из них – это зависимость коэффициента сопротивления от числа Re . Вторая характеризует рост реинольдсовых напряжений вслед за переходом от ламинарного к турбулентному движению. Для этого использованы опытные данные, приведенные в работе [5]. Из рис. 1 видно, что этот рост происходит весьма быстро и уже при $Re \sim 2800$ они превышают $2/3$ от уровня, соответствующего приведенной там же кривой для развитой турбулентности. Здесь мы сталкиваемся с интересным обстоятельством. С одной стороны для не слишком высоких чисел Re механизм образования турбулентности связан с выбросом в поток из пристенной области порций жидкости (*puffs*). Для иллюстрации этих процессов ниже приведены заимствованные из работы [6] схематические картины порождения турбулентности, полученные в известной работе Корино и Бродки [7] (рис. 4).

Рис. 4, наряду с результатами корреляционного анализа пульсаций скорости, также указывают на то, что зона генерации турбулентности расположена на участке $y^+ = 20 \dots 40$. Основной областью «порождения» турбулентности является интервал $y^+ \sim 20-30$. Но для рассматриваемых величин чисел Re эта область оказывается достаточно далеко от стенки ($r/R \sim 0,8$). Это видно из рис. 1, 2, где параллельно с координатами r/R добавлены координаты y^+ . Может встать вопрос: возможна ли реализация подобных форм более крупных масштабов? Результаты моделирования турбулентных течений в широком спектре линейных размеров каналов говорят о том, что возможна. Кроме того, результаты прямых визуальных исследований в переходной области, в том числе и достаточно «свежих», подтверждают наличие подобных форм.

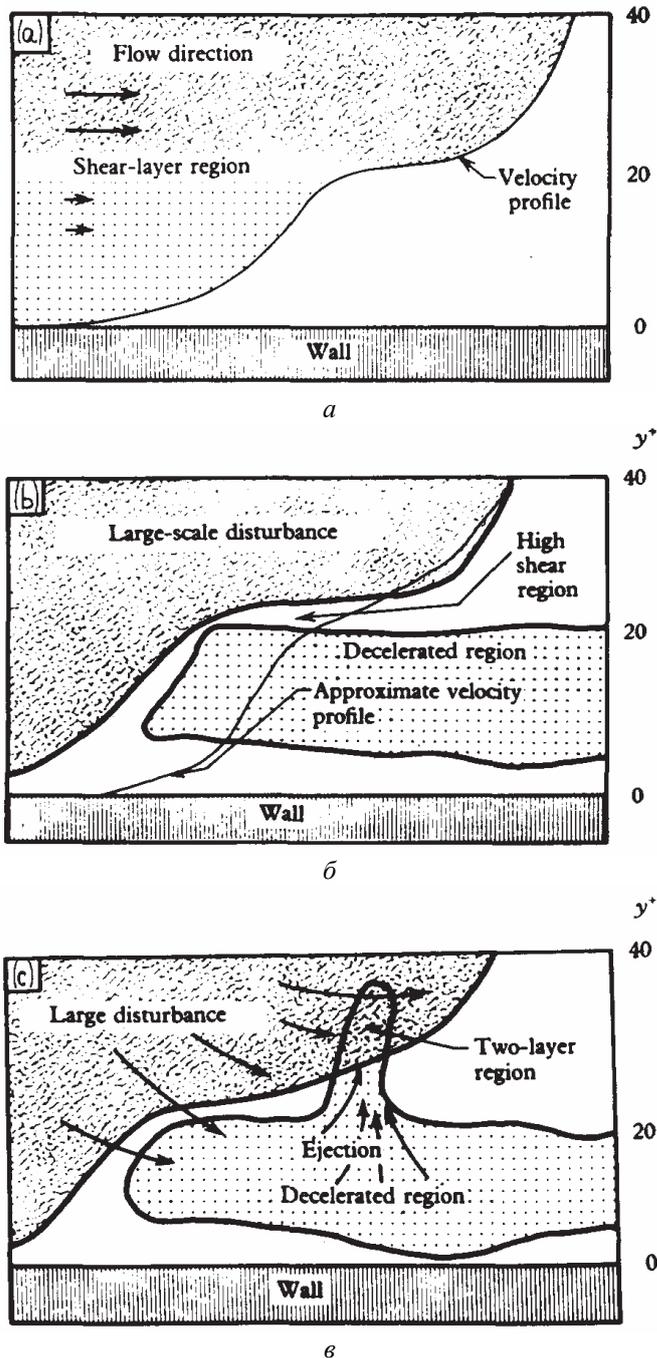


Рис. 4 – Схема движения в пристенном слое согласно работе [7].

- a* – формирование области низких скоростей вблизи стенки,
- б* – появление крупномасштабных возмущений,
- в* – эжектирование и образование двухскоростной зоны

нии генерирует определенный спектр вихрей, который создает аналогично турбулентности некоторое поле вихревых коэффициентов переноса (вязкости, теплопроводности и диффузии). Как и при анализе турбулентного переноса встает вопрос об их соотношении, которая в значительной степени определяет эффективность использования ИШ

Таким образом, вырисовывается следующая картина. Еще достаточно слабые возмущения типа выбросов, пронизывая пристенную область, обеспечивают тем не менее, такой уровень интенсификации, который достаточен для его проявления в жидкостях с высоким числом Прандтля, то есть при весьма низком уровне переноса теплоты по сравнению с переносом импульса.

3 Способ приближенного учета влияния искусственной шероховатости

Перейдем теперь к рассмотрению влияния ИШ. Набор элементов искусственной шероховатости при их обтекании

прежде всего для повышения эффективности теплообменных аппаратов. Учитывая тему настоящей статьи, мы прежде всего будем говорить о средах с высокими числами Pr (т.е. для высоковязких сред).

В работах ряда авторов (например, [8, 9]) уже достаточно давно на основе анализа экспериментальных данных был сделан вывод о том, что при высоких масштабах ИШ наблюдается снижение критического числа Re . Этот эффект иллюстрируется рис. 5. Нас этот вопрос интересовал в отношении каналов интенсифицированных с помощью *ARPD* (*Artificial Roughness by Pressure Deformation*). Можно сделать вывод, что для заметного снижения $Re_{кр}$ необходимо иметь масштаб ИШ $\sim 0,15R$ или несколько больше.

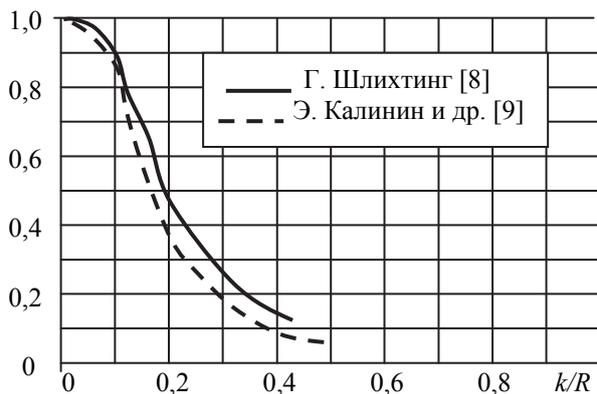


Рис. 5 – Зависимость $Re_{кр}$ от относительной шероховатости

Если обратиться к этому варианту интенсификации, то, сопоставляя эту величину с данными, приведенными на рис. 1, 2, 6 мы увидим следующее. Зона образования вихрей на элементах ИШ оказывается ближе к стенке, чем зона максимальной генерации турбулентности по обычному сценарию. Таким образом, можно предполагать, что влияние вихрей, генерируемых на элементах ИШ будет в большей степени влиять на теплоотдачу жидкостей с высокими числами Pr .

Теперь взглянем на опытные данные работы [10] по интенсификации теплоотдачи. Для исследованной трубы очевидным образом имело место снижение критического числа Рейнольдса. При этом мы можем наблюдать семейство кривых относительной теплоотдачи, которая сильно растет с увеличением числа Прандтля. Но при переходе в область $Re > Re_{0кр}$ расслоение по числу Pr исчезает. Это можно интерпретировать следующим образом. В этой области начинает преобладать обычный механизм турбулизации, поскольку зона порождения турбулентности оказывается ближе к стенке, чем вершины элементов шероховатости. Интенсификация теплоотдачи перестает зависеть от числа Pr в большей степени, чем для гладкого канала (например, по формуле (2)).

Из рис. 1 при рассмотрении его с осью абсцисс y^+ видно, что при относительной ИШ $\sim 0,2$ и более, что соответствует снижению критического числа Рейнольдса, зона генерации турбулентности за счет ИШ оказывается значительно ближе к стенке, чем зона естественной генерации, которая расположена в интервале $y^+ = 20 \dots 40$. Для теплоносителей с $Pr \sim 1$ эта дополнительная генерация сказывается лишь на части толщины теплового пограничного слоя (ТПС), в то время, как для высоких чисел Прандтля она воздействует на всю толщину ТПС, поскольку он значительно тоньше. Таким образом, мы можем ожидать, что относительная интенсификация теплообмена за счет ИШ в области переходных чисел Рейнольдса будет выше для теплоносителей с высокими числами Прандтля, что и наблюдается в экспериментах.

В связи с приведенными данными можно отметить еще один интересный факт, связанный с рассматриваемыми эффектами. В недавно опубликованной работе [11] отмечается, что число $Re \sim 770$ согласно экспериментальным данным можно

рассматривать как максимальную границу существования турбулентных структур в потоке. Несколько меньшее, хотя и близкое по порядку величины значение максимального снижения числа $Re_{кр}$ можно обнаружить при анализе данных для теплоотдачи и сопротивления интенсифицированных труб, приведенных в работе [12].

Надо заметить, что характер генерации турбулентности распределенными элементами ИШ, возможно способствует такому снижению.

Так для данных, приведенных на рис. 5, эта величина приблизительно равна 300. Заметим, что для $Pr = 150$ подъем теплоотдачи проявляется при числе $Re \sim 200$, т.е. как бы до перехода к турбулентности. Однако, если обратиться к результатам, приведенным на рис. 1, 2, то видно, что небольшие пульсации скорости наблюдаются для значений числа Re несколько меньших, чем значение аттестуемое как $Re_{кр}$. Возможно, что теплоноситель с числом $Pr = 150$ уже реагирует на такие пульсации. Но наиболее существенным является следующий вопрос. В какой мере свойства этой «преждевременной» турбулентности будут подобны тем, которые проявляются при «естественной».

Традиционное рассмотрение проблемы влияния ИШ на теплоотдачу обычно базировалось на подходе, идущем от классической работы Никурадзе [13], в которой считалось, что шероховатость не оказывает прямого влияния на критическое число Рейнольдса. Однако, уже в 50-х – 60-х годах прошлого века появились работы, в которых исследовались такие масштабы ИШ, при которых имеет место существенное снижение $Re_{кр}$ [14]. В них рассматривались как одиночные элементы ИШ в пограничном слое, так и распределенная по поверхности ИШ. Нас в данном случае интересует второй случай. Для этого случая в работе [14] было сделано заключение о том, что границей влияния ИШ на $Re_{кр}$ можно считать условие

$$\frac{U\delta}{\nu} = 120.$$

Сразу же обратим внимание на то, что это условие хорошо соответствует приведенной выше величине $0,15R$.

Важным моментом приведенных в работах [14, 15] результатов является четкое различие между турбулизацией, происходящей непосредственно за элементом ИШ и имеющей место на некотором расстоянии вниз по потоку. Очевидно, что лишь последний случай может рассматриваться в сопоставлении с турбулизацией потока в гладких каналах.

Авторам не известны прямые исследования структуры потока, турбулизированного за счет ИШ, которые были бы сопоставимы, например, с работой [7]. Поэтому, учитывая уже излагавшийся ранее анализ поведения теплоотдачи в этой области [1, 2], используем приводившиеся там результаты для подобного сопоставления.

Рассмотрим картину данных по теплоотдаче для работы [16]. В ней четко просматривается следующая закономерность. Осредненные линии для теплоотдачи гладкой трубы при различных числах Прандтля (черные) и для трубы с кольцевой накаткой (цветные линии) расположены подобным образом (рис. 7). Сдвиг между ними определяется изменением критического числа Рейнольдса. При больших числах Рейнольдса кривые с одинаковыми числами Прандтля имеют примерно одинаковый наклон, а затем с уменьшением числа Рейнольдса подобным образом убывают.

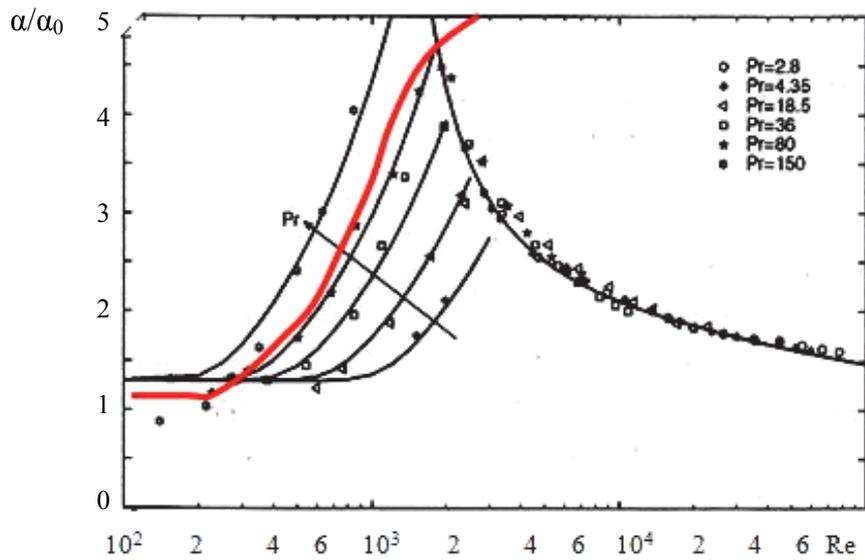


Рис. 6 – Относительная интенсификация теплоотдачи по результатам работы [10]:

— относительный коэффициент сопротивления

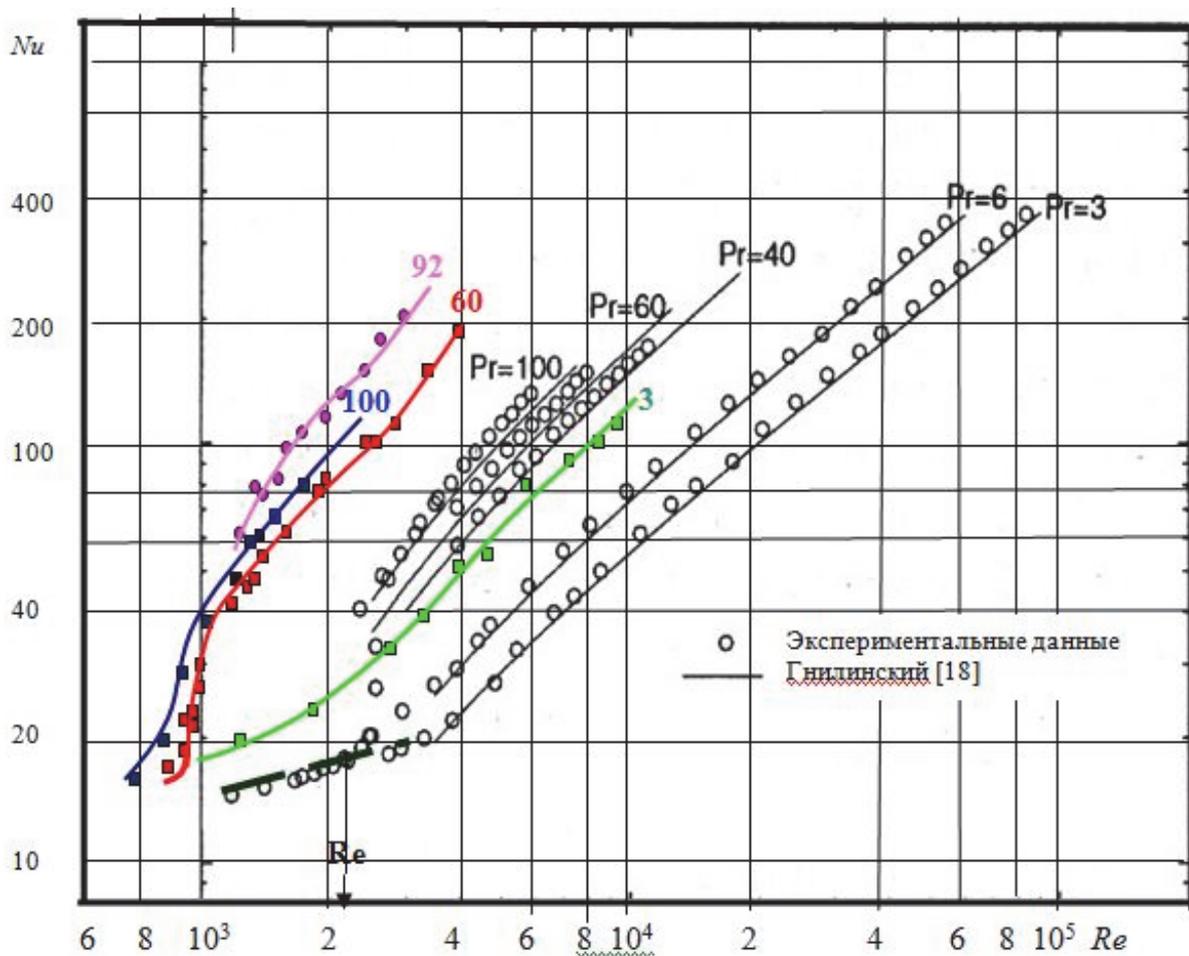


Рис. 7 – Кривые для теплоотдачи с опытными точками в турбулентной и переходной области для гладкой трубы (черные) и трубы со спиральной накаткой [16] (красные и синие), [17] (сиреневые) и [10] (зеленые)

В результате возникает мысль, что можно приблизительно определить ход кривых, используя данные по гидравлическому сопротивлению вплоть до перехода к ламинарному течению, данные по теплоотдаче при больших числах Рейнольдса для одного числа Прандтля и аппроксимирующие линии для переходной области, полученные для гладкой трубы. Аналогичным образом выглядят данные работы [17] для теплоотдачи трубы со спирально расположенными выступами, соответствующим лункам, расположенным на наружной поверхности труб. Кривая из этой работы для $Pr = 92$ приведена на этом же рис. 7. В работах [1, 2] указанный анализ использовался для построения методики приближенной предварительной оценки эффективности использования ИШ в диапазоне переходных значений числа Re для теплоносителей с высокими числами Pr . Здесь мы обратим внимание на другую сторону вопроса – качественное соответствие двух упомянутых выше видов турбулизации. Из рис. 7 видно, что такое соответствие реально имеет место, если судить по опытным данным для теплоотдачи. Зависимость от чисел Re и Pr выступает здесь в роли своего рода индикатора.

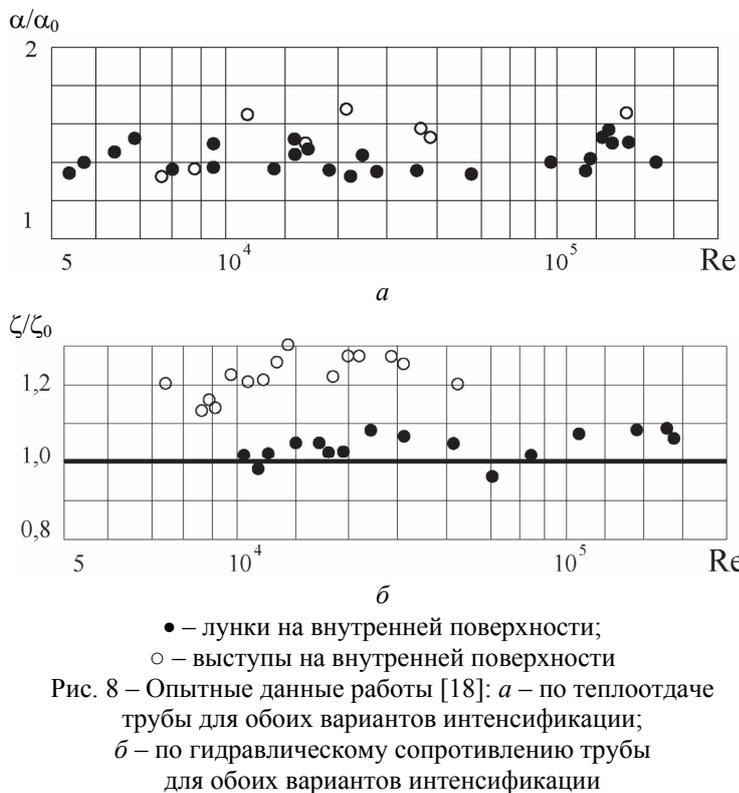


Рис. 8 – Опытные данные работы [18]: a – по теплоотдаче трубы для обоих вариантов интенсификации; b – по гидравлическому сопротивлению трубы для обоих вариантов интенсификации

том, что в рассматриваемых условиях зона генерации турбулентности оказывается в безразмерных координатах y^+ ближе к стенке, чем для гладкой трубы. Это вполне согласуется с ситуацией, в которой турбулентность, близкая по своим характеристикам к возникающей в гладких трубах, возникает при заметно более низких значениях числа Re .

4 Сопоставление данных по теплоотдаче и сопротивлению для систем идентичных сферических лунок и выступов

Хотелось бы здесь отметить еще одно интересное обстоятельство. Несколько лет назад (2005) нами были опубликованы результаты экспериментального исследования

Теперь обсудим следствия сделанного вывода. Итак, если масштаб ИШ достаточно велик, то турбулизация потока происходит раньше, чем в гладкой трубе и критическое значение числа Re уменьшается. Однако сам переход от ламинарного к турбулентному движению имеет характер, близкий к наблюдаемому для гладкой трубы. Что касается теплоотдачи, то картина перехода в зависимости от числа Pr соответствует изображенной на рис. 3. То есть относительно медленный рост с увеличением числа Re при малых числах Прандтля и резкий рост при высоких числах Прандтля.

Здесь необходимо снова упомянуть о сформулированном выше заключении о

теплоотдачи и сопротивления при течении воздуха в трубах с поверхностью, формованной регулярной системой мелких сферических лунок и сферических выступов с относительной глубиной (или высотой) h_d/d 15 % и $R/D = 0,03$ [18]. При таких масштабах никакие изменения $Re_{кр}$, естественно, не наблюдались. Но, результаты опытов показали довольно близкие значения интенсификации теплообмена и роста гидравлического сопротивления при турбулентном течении с числами $Re > (15-20) \cdot 10^3$. Это очень важно как для практики, так и для более глубокого исследования теплогидродинамических процессов в каналах с ИШ. Данные работы [18] позволяют проанализировать эффективность использования такого типа труб для теплообменников. Для жидкостей с высоким числом Pr опыты на олуненных поверхностях не проводились. Но с другой стороны, есть основания полагать, что эффекты интенсификации теплообмена при этом сохраняются. Это показывает сопоставление приведенное выше, а также результаты опытов на плоском канале, представленные в монографии [19].

Выводы

1) В работе продемонстрированы причины повышения эффективности рельефов искусственной шероховатости, формируемых путем деформации поверхности трубы с помощью внешнего давления, с ростом числа Прандтля. Они связаны с изменением взаимного расположения зон генерации турбулентности за счет естественного перехода от ламинарного к турбулентному течению и за счет обтекания интенсифицирующего рельефа.

2) По поводу всех приведенных выше данных для интенсифицированных поверхностей можно отметить следующее. В последнее время большое внимание уделяется олуненным поверхностям как наиболее эффективному методу интенсификации теплообмена. С одной стороны, масштаб повышения теплоотдачи для олуненных поверхностей не превосходит достигаемого с помощью иных методов пристенной интенсификации теплообмена. С другой стороны масштаб снижения роста потерь давления при использовании олуненной поверхности действительно существенно ниже, если мы не превышаем некоторых разумных пределов по глубине лунок. Поэтому есть основания предполагать, что олуненные поверхности продемонстрируют для сред с большими числами Pr высокую эффективность, поскольку для этих сред существенную роль играют ограничения по потерям давления.

Список литературы: 1. *Готовский, М. А.* Интенсификация теплоотдачи с помощью искусственной шероховатости при числах Рейнольдса, соответствующих ламинарному и переходному режимам и возможности ее практического использования [Текст] / М. А. Готовский // XVII Школа-семинар молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева. – Жуковский, 2009. – Т. 2. – С. 255–258. 2. *Gotovskiy, M.* Heat Transfer Enhancement by Artificial Roughness at Reynolds numbers Related with Laminar and Transitional Regimes for High-Viscous Liquids [Электронный ресурс] / M. Gotovskiy, S. Isaev // Proc. of ИТС-14. – Электрон. дан. (1 файл). – Washington, 2010. – докл. № 22303. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 3. *Hao, Li* Turbulent and transitional velocity measurements in a rectangular microchannel using microscopic particle image velocimetry / Li Hao, Randy Ewoldt, Michael G. Olsen // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2005. – No. 29. – P. 435–446. 4. *Kunen, J. M. G.* On the detection of coherent structures in turbulent flows: дис. ... д-ра / J. M. G. Kunen. – Delft University, 1984. 5. *Петухов, Б. С.* О теплоотдаче при турбулентном течении в трубах [Текст] / Б. С. Петухов, В. В. Кириллов // Теплоэнергетика. – 1958. – № 4. – С. 63–68. 6. *Gnielinski, V.* New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow [Text] / V. Gnielinski // Int. Chem. Eng. 1976. – Vol. 16. – P. 359–368. 7. *Corino, E. R.* A visual investigation of the wall region in turbulent flow [Text] / E. R. Corino, R. S. Brodkey // J. Fluid Mech. – 1969. – Vol. 37. – 1–30 с. 8. *Шлихтинг, Г.* Теория пограничного слоя [Текст] / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1969. – 744 с. 9. *Калинин, Э. К.* Интенсификация теплообмена в каналах [Текст] / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с. 10. *Garcia, A.* Experimental study of heat transfer

enhancement with wire coil inserts in laminar- transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers [Text] / A. Garcia, P.G. Vicente, A. Viedma // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2005. – Vol. 48. – P. 4640–4651. **11.** Eckhardt, B. Turbulence Transition in Pipe Flow. *Annu. Rev.* [Text] / B. Eckhardt, T. M. Schneider, B. Hof, J. Westerweel // *Fluid Mech.* – 2007. – 39:447–68. **12.** Rainieri, S. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop augmentation for laminar flow in spirally enhanced tubes [Text] / S. Rainieri, A. Farina, G. Pagliari // *Preprint of Parma University, Department of Industrial Engineering*, 1996. **13.** Nukuradse, J. Stromungsgesetze in Rauben Rohren [Text] / J. Nukuradse // *Forsshg. Arb. Ing.-Wes.* – 1933. – No 361. **14.** Faindt, E. G. Untersuchungen uber die Abhangigkeit des Umschlages laminat-turbulent von der Oberflachenrauigkeit und der Druckferteilung [Text] / E. G. Faindt // *Jb. 1956 Schiffbautechn.* – Gesellschaft, 1957. – V. 50. – P. 180–203. **15.** Dryden, H. L. Review of published data on the effect of roughness on transition from laminar to turbulent flow [Text] / H. L. Dryden // *JAS.* – 1953. – Vol. 20. – P. 477–482. **16.** Vicente, P. G. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers / P. G. Vicente, A. Garcia, A. Viedma // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2004. – Vol. 47. – P. 671–681. **17.** Vicente, P. G. Heat transfer and pressure drop for low Reynolds turbulent flow in helically dimpled tubes / P. G. Vicente, A. Garcia, A. Viedma // *Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2002. – Vol. 45. – P. 543–553. **18.** Бельнийкий, М. Я. Теплоотдача и сопротивление при течении в круглой трубе с интенсификацией регулярной системой сферических лунок и сферических выступов [Текст] / М. Я. Бельнийкий, М. А. Готовский, Б. С. Фокин // *Труды ЦКТИ.* – СПб, 2004. – Вып. 293. – С. 36–48. **19.** Халатов, А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст]: в 5-ти томах. – ИТФ НАН Украины, 2005. – Т. 5. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. – 500 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Gotovskij, M. A. "Intensifikacija teplootdachi s pomoshh'ju iskusstvennoj sherohovatosti pri chislah Rejnol'dsa, sootvetstvujushhii laminarnomu i perehodnomu rezhimam i vozmozhnosti ee prakticheskogo ispol'zovanija." *XVII Shkola-seminar molodyh uchenyh i specialistov pod ruk. akad. RAN A.I. Leont'eva*. Vol. 2. Zhukovskij, 2009. 255–258. Print. **2.** Gotovsky, M., and S. Isaev. "Heat Transfer Enhancement by Artificial Roughness at Reynolds numbers Related with Laminar and Transitional Regimes for High-Viscous Liquids." *Proc. of IHTC-14*. No. 22303. Washington, 2010. CD-ROM. **3.** Hao, Li, Randy Ewoldt and Michael G. Olsen. "Turbulent and transitional velocity measurements in a rectangular microchannel using microscopic particle image velocimetry." *Experimental Thermal and Fluid Science* 29 (2005): 435–446. Print. **4.** Kunen, J. M. G. *On the detection of coherent structures in turbulent flows: dis. ... d-ra.* Delft University, 1984. Print. **5.** Petuhov, B. S., and V. V. Kirillov. "O teplootdache pri turbulentnom techenii v trubah." *Teplojenergetika* 4 (1958): 63–68. **6.** Gnielinski, V. "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow." *Int. Chem. Eng.* 16 (1976): 359–368. Print. **7.** Corino, E. R., and R. S. Brodkey. "A visual investigation of the wall region in turbulent flow." *J. Fluid Mech.* 37 (1969): 1–30. Print. **8.** Shlihting, G. *Teorija pogranychogo sloja*. Moscow: Nauka, 1969. Print. **9.** Kalinin, Je. K., G. A. Drejcer and S. A. Jarho. *Intensifikacija teploobmena v kanalah*. Moscow: Mashinostroenie, 1990. Print. **10.** Garcia, A., P.G. Vicente and A. Viedma. "Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar- transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005): 4640–4651. Print. **11.** Eckhardt, B., et al. "Turbulence Transition in Pipe Flow. *Annu. Rev.*" *Fluid Mech.* 2007. – 39:447–68. **12.** Rainieri, S., A. Farina and G. Pagliari. "Experimental investigation of heat transfer and pressure drop augmentation for laminar flow in spirally enhanced tubes." *Preprint of Parma University, Department of Industrial Engineering*, 1996. Print. **13.** Nukuradse, J. "Stromungsgesetze in Rauben Rohren." *Forsshg. Arb. Ing.-Wes.* 361 (1933). Print. **14.** Faindt, E. G. "Untersuchungen uber die Abhangigkeit des Umschlages laminat-turbulent von der Oberflachenrauigkeit und der Druckferteilung." *Jb. 1956 Schiffbautechn.* No. 50. Gesellschaft, 1957. 180–203. Print. **15.** Dryden, H. L. "Review of published data on the effect of roughness on transition from laminar to turbulent flow." *JAS* 20 (1953): 477–482. Print. **16.** Vicente, P. G., A. Garcia and A. Viedma. "Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004): 671–681. Print. **17.** Vicente, P. G., A. Garcia and A. Viedma. "Heat transfer and pressure drop for low Reynolds turbulent flow in helically dimpled tubes." *Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002): 543–553. Print. **18.** Belen'kij, M. Ja., M. A. Gotovskij and B. S. Fokin. "Teplootdacha i soprotivlenie pri techenii v krugloj trube s intensifikaciej regul'arnoj sistemoj sfericheskikh lunok i sfericheskikh vystupov." *Trudy CKTI*. No. 293. SPb, 2004. 36–48. Print. **19.** Halatov, A. A. *Teploobmen i gidrodinamika v poljah centrobezhnyh massovyh sil. T. 5. Teploobmen i teplogidravlicheskaja jeffektivnost' vihrevykh i zakruchennykh potokov*. Kiev: ITF NAN Ukrainy, 2005. Print.

Поступила (received) 11.02.2014

УДК 621.165

А. И. ТАРАСОВ, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»;
А. И. ДОЛГОВ, соискатель НТУ «ХПИ»

ОБ УЧЕТЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ФАКТОРА В РАСЧЕТАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Показано, что введение температурного фактора в расчет теплоотдачи в плоских каналах охлаждения, приводит к увеличению температуры поверхности лопатки на несколько десятков градусов ((30–60) °С в рассмотренном примере). Выполнен *CFD* анализ теплообмена в гладком круглом канале и круглом канале с поперечными ребрами малой высоты, а также в канале квадратного сечения с поворотом потока на 180°. Сделан вывод о том, в каких ситуациях следует вводить температурный фактор в расчет теплоотдачи в каналах охлаждения.

Ключевые слова: температурный фактор, газовая турбина, система охлаждения, коэффициент теплоотдачи.

Введение

В гидравлических схемах систем охлаждения используются разнообразные каналы, форма которых призвана при минимальных потерях давления охладителя максимально интенсифицировать отвод теплоты от горячих деталей газовых турбин. Наиболее часто в этих схемах используются каналы с круглым, прямоугольным (плоским) и кольцевым поперечными сечениями, анализ теплообмена и гидравлического сопротивления в которых неоднократно выполнялся многими исследователями. В этих каналах реализуется продольное вдоль канала течение, теплообмен для которого описывается надежными критериальными уравнениями. Для интенсификации теплообмена иногда используется струйное натекание охладителя на поверхность лопатки и различные турбулизаторы в виде цилиндрических столбиков, лунок, компланарных каналов и т.д.

Несмотря на многочисленные исследования теплообмена в каналах охлаждения, анализ показывает, что даже для простых форм каналов расчет коэффициентов теплоотдачи и сопротивления не является столь очевидным, как это обычно считается.

Практика проектирования показывает, что расчет систем охлаждения на основе известных критериальных уравнений теплообмена приводит к необходимости проведения последующих доводочных экспериментов теплового состояния турбины и введения соответствующих изменений в её конструкцию. Поэтому целесообразно последовательно проводить уточнение критериальных уравнений с целью учета специфики условий охлаждения газовых турбин.

Очевидно, что уточнение критериальных уравнений теплообмена должно выполняться путем проведения физических экспериментов. Однако их проведение в условиях характерных для систем охлаждения газовых турбин является весьма затруднительным мероприятием. Поэтому альтернативой физическому эксперименту является численный эксперимент, предполагающий использование надежных *CFD*-программ для анализа течения и теплообмена в каналах охлаждения. К сожалению, результаты численного эксперимента не всегда согласуются с экспериментом, из-за погрешностей, которые вносятся моделями турбулентности. Поэтому уточнение экспериментальных зависимостей на основе численного эксперимента оправдано только в том случае, если предварительно было получено приемлемое совпадение результатов расчета и эксперимента для хорошо изученных условий течения. Тогда

© А.И. Тарасов, А.И. Долгов, 2014

изменение этих условий в некотором диапазоне позволяет выявить их влияние на теплообмен и сопротивление в каналах охлаждения.

Цель исследования

Целью данного исследования является анализ влияния на интенсивность теплоотдачи в каналах охлаждения газовых турбин больших температурных напоров, т.е. зависимости свойств воздуха от температуры. Рассмотрена теплоотдача в круглом гладком канале и канале с поперечными ребрами, а также в квадратном канале с поворотом потока на 180°.

Влияние температурного напора на теплоотдачу в круглом канале

С.С. Кутателадзе [1] показал, что при очень больших числах, т.е. при $Re \rightarrow \infty$, при течении на пластине и в трубе отношения $\frac{c_f}{c_{f0}} = \frac{St_f}{St_{f0}}$ выражаются

теоретическими закономерностями, не содержащими в себе констант турбулентности. Здесь в знаменателе стоят значения коэффициента трения и числа Стантона при изотермическом течении, в числителе – те же величины при неизотермическом течении, т.е. при больших температурных напорах. При этом влияние на теплоотдачу приближенно определяются относительным законом теплообмена $\left(\frac{T_c}{T_j}\right)^{-0,5}$. Это

подтверждается рядом экспериментальных исследований, например [2, 3]. В [3] для средней теплоотдачи в трубе при нагреве газа приводится следующая зависимость

$$Nu_{ж, d} = 0,023 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{T_j}{T_c}\right)^{0,55}, \quad (1)$$

которая справедлива для больших чисел Re при условии гидродинамической и тепловой стабилизации потока. Для локальной теплоотдачи стабилизированного течения в работе [2] предложена зависимость

$$Nu_{ж, d} = 0,021 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{T_j}{T_c}\right)^{0,5}. \quad (2)$$

Здесь в числителе – температура стенки канала, в знаменателе – температура жидкости. В нахождении локальной теплоотдачи по (2) в качестве определяющей используется среднемассовая температура газа в рассматриваемом сечении канала, при определении средней теплоотдачи по (1) – средняя температура газа в канале.

Проведенный нами ранее численный анализ течения в круглом канале диаметром 2 мм при $Re > 20000$, показал, что теплоотдача в круглом канале, как на начальном участке, так и на участке стабилизированного течения достаточно точно описывается зависимостями [4]

$$Nu_{ж, d} = 0,024 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{T_j}{T_c}\right)^{0,45} \varepsilon; \quad (3)$$

$$\begin{cases} \varepsilon_x = 1,38 \left(\frac{x}{d}\right)^{-0,12}; & \frac{x}{d} \leq 15; \\ \varepsilon_x = 1; & \frac{x}{d} > 15. \end{cases} \quad (4)$$

Как и в (2), в (3) параметры потока воздуха определялись по среднемассовой температуре в каждом расчетном сечении.

Показатель степени при температурном факторе в (3) уменьшен по сравнению с (2). Однако это уменьшение компенсировалось увеличением значения множителя до значения равного 0,24. В целом численный эксперимент [4] достаточно хорошо согласовался с экспериментом, что явилось основанием для продолжения исследования.

Зависимость (4) для локальной поправки ε_x справедлива при $Re \cong 1 \cdot 10^4$. Более точное значение может быть получено путем дифференцирования среднеинтегральных значений ε , представленных в [5] таблицей. Аппроксимация этой таблицы позволила получить выражение в виде

$$\varepsilon = e^{913,6(\ln Re)^{-0,375}} \left(\frac{l}{d}\right)^{-1,8848} Re^{-0,295} \quad (5)$$

Полагая, что ε получено путем обработки экспериментальных данных следующим образом

$$\varepsilon = \frac{1}{l/d} \int_0^{\frac{l}{d}} \varepsilon_x d\left(\frac{x}{d}\right), \quad (6)$$

получим

$$\varepsilon_x = \left(1 - 1,8843 Re^{-0,295}\right) e^{913,6(\ln Re)^{-3,375}} \left(\frac{l}{d}\right)^{-1,8848} Re^{-0,295} \quad (7)$$

Зависимость (7) справедлива при $Re = 1 \cdot 10^4 - 1 \cdot 10^6$ и используется в (3) при тех значениях x/d , при которых $\varepsilon \geq 1$.

На первый взгляд зависимости (1)–(3) незначительно отличаются между собой не более чем (10–20) % по величине критерия Nu. Например, если предположить, что температура внутренней поверхности лопатки турбины 1000 К, а температура воздуха порядка 700 К, то снижение теплоотдачи за счет введения температурного фактора составляет 20 %. Так как снижение теплоотдачи укладывается в погрешность определения теплоотдачи по критериальным уравнениям, то поправка на неизотермичность в расчетах охлаждения деталей турбин часто опускалась.

Влияние температурного фактора на расчет температуры охлаждаемой лопатки газовой турбины

Покажем влияние температурного фактора на примере расчета дефлекторной схемы охлаждения направляющей лопатки газовой турбины. Расчеты были выполнены в сопряженной постановке с помощью программного комплекса ТНА [6], т.е. при совместном расчете гидравлической схемы и решении краевой задачи теплопроводности для лопатки в двумерной постановке. Лопатка делилась по высоте на три пояса. Схема охлаждения (рис. 1) для каждого из поясов состояла из следующих основных трактов движения воздуха (в скобках указаны имена каналов для среднего пояса): подача воздуха в полость дефлектора (B0, B15), струйное натекание воздуха на внутреннюю поверхность входной кромки (B16), движение воздуха в плоских каналах, образованных дефлектором и выпуклой (B17, B18, B19, B20, B21), и вогнутой сторонами лопатки (B24, B25, B26, B27, B28). Далее два потока воздуха сливались в единый поток и поступали в плоский канал с цилиндрическими столбиками (B22),

после которого воздух удалялся в проточную часть через щель в выходной кромке лопатки (B23).

Теплоотдача от газа к поверхности лопатки определялись по известным критериальным зависимостям [7] для входной выходной кромок и для средней части профиля. Температура газа равнялась 1440 К, температура воздуха на входе в дефлектор – 500 К.

Были выполнены три варианта расчета, которые отличались только тем, что в первом варианте теплоотдача в плоских каналах находилась с учетом температурного фактора (3), а во втором – температурный фактор в зависимости (3) был опущен. В третьем варианте использовалась известная зависимость М.А. Михеева [6]

$$Nu_{ж, d} = 0,021 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \quad (8)$$

В результате оказалось, что температура наружной поверхности лопатки в первом варианте на (28–66) °С больше, чем во втором варианте (табл. 1 и рис. 2). Причем большие отличия наблюдались в каналах, прилегающих к входной кромке, т.е. в каналах с меньшей температурой воздуха. Варианты 1 и 3 отличались в меньшей степени и это отличие составляло всего (7–33) °С.

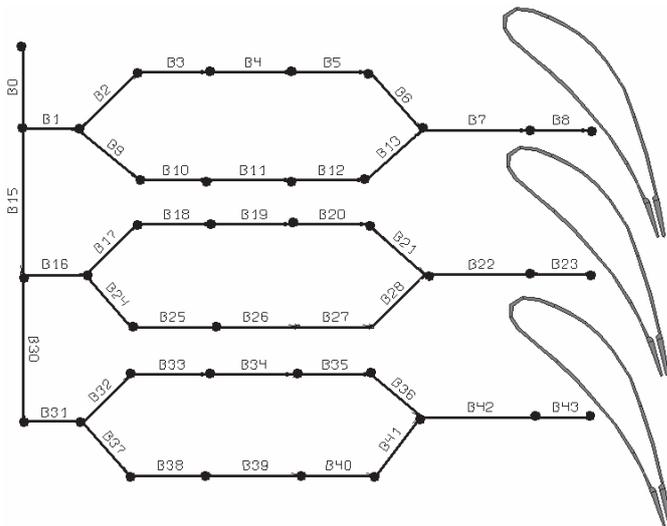


Рис. 1 – Слева – гидравлическая схема системы охлаждения, справа – три сечения направляющей лопатки (сетка конечных элементов не показана)

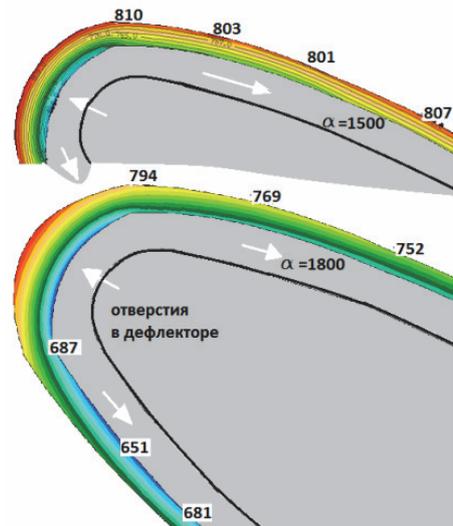


Рис. 2 – Температурное поле лопатки. Сверху – вариант 1, снизу – вариант 2. Температура на поверхности лопатки приведена в °С

Таблица 1

Средняя температура наружной поверхности лопатки (°С)
на участках, относящихся к соответствующим каналам охлаждения

Имя канала	Вариант 1, зависимость (3)	Вариант 2, зависимость (3) без учета температурного фактора	Вариант 3, зависимость (5)
B17	862	807	826
B18	843	777	808
B19	800	746	775
B20	793	749	776
B21	769	741	762

Очевидно, что указанные неопределенности расчета температуры лопатки неприемлемы и это требует дальнейшего осмысления причины появления температурного фактора в расчете теплоотдачи при течении газов в каналах охлаждения.

Обоснование выбора модели турбулентности

Результаты *CFD* анализа теплоотдачи в каналах зависят от используемой модели турбулентности и трудно ожидать, что какая-либо из моделей окажется универсальной по отношению к Re , условиям на входе, типам турбулизаторов. Тем не менее, из известного ансамбля моделей турбулентности были отобраны две из них, которые приводили к лучшему совпадению результатов расчета с экспериментом. Это модель Спаларта-Алмариса (Spalart-Allmaras) и модель $\nu 2f$. Для обоснования их использования был выполнен расчет течения в круглом канале диаметром 2 мм и длиной 200 мм. Температура воздуха на входе в трубу равнялась 573 К, температура стенки – 600 К. Небольшая величина температурного напора позволяла считать такие условия течения близкими к изотермическим. Число Re равнялось приблизительно 13000, что гарантировало на участке стабилизированного течения турбулентный режим. Для расчета использовалась густая сетка с размером ячейки около стенки $Y^+ < 1$.

Расчетная модель не содержала какого-либо предвключенного участка большого диаметра, как это обычно имеет место в экспериментах. На входе в канал задавался расход воздуха и одинаковое по сечению значение полной температуры, что определяло здесь начало развития пограничного слоя. Очевидно, что на начальном участке трубы при таких условиях развивается ламинарный, переходной и турбулентный пограничные слои, что подтверждается опытами В. Линке и Х. Кунце [8] (рис. 3). К сожалению, переходной режим течения и границы его существования достаточно сложно поддаются моделированию. Это побудило провести сравнительные расчеты при изменении степени турбулентности Tu в широких пределах (рис. 3). Было установлено, что обе использованные модели турбулентности качественно правильно отражают изменение теплоотдачи на начальном участке трубы. Вначале независимо от величины Tu теплоотдача снижается. Затем наступает переход к турбулентному режиму и критерий Nu возрастает до значения, определяемого зависимостью (3). При $Tu = 5\%$ и 10% завершение переходного режима обе модели турбулентности показывают при $x/d \cong 30$.

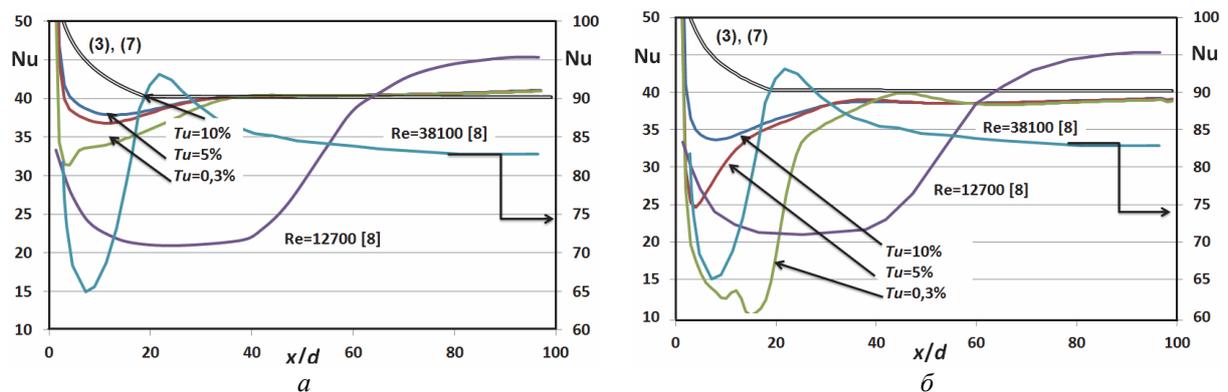


Рис. 3 – *CFD* моделювання теплоотдачи в трубі з використанням моделі турбулентності Спаларта-Алмариса *а* і моделі турбулентності $\nu 2f$ *б*: $Tu = 10\%$; 5% ; $0,3\%$ – ступінь турбулентності потоку на вході в трубу; $Re = 12700$ і $Re = 38100$ – дані В. Линке і Х. Кунце [8], розрахунок теплоотдачи за залежностями (3), (7)

Если турбулентность на входе равнялась 0,3 %, то модель Спаларта-Алмариса определяет завершение переходного режима при $x/d \cong 40$, а модель $v2f$ – при $x/d \cong 60$. Последнее значение лучше согласуется с опытом при $Re = 12700$. Однако минимальное значение Nu не обрабатывается моделями турбулентности.

Видимо трудно ожидать полного соответствия расчета и эксперимента. В [8] не раскрыто, какие условия были на входе в канал. Если перед входом в канал имелся конфузор, то переход к турбулентному режиму течения при $Re = 12700$ мог происходить при $x/d \geq 80$. Однако при больших значениях Re переход в опытах завершался при $x/d \cong 30-40$.

Проведенный анализ показывает, что обе рассмотренные модели турбулентности обладают большей погрешностью в переходной области течения по сравнению с турбулентной областью и в принципе обе модели равноценны для данного исследования. В связи с этим для дальнейшего анализа была выбрана более простая модель турбулентности – модель Спаларта-Алмариса.

Влияние температурного фактора на теплоотдачу в каналах с поперечными ребрами малой высоты

В работах [1–3] установлен факт влияния неізотермичности течения на теплоотдачу на участке стабилизированного течения в гладких каналах. В тоже время в системах охлаждения используются короткие каналы, загроможденные различными турбулизаторами. В связи с этим проверка и обоснованию подлежат два предположения:

1) Если предположить, что причина снижения теплоотдачи при больших температурных напорах одинакова, то следует ввести поправку на неізотермичность для всех типов каналов систем охлаждения газовых турбин. Тогда возможно, что глубина охлаждения в разработанных ранее системах охлаждения может оказаться меньше желаемой.

2) Температурный фактор не оказывает существенного влияния на теплоотдачу в каналах с турбулизаторами в связи с перемешиванием потока в пристеночных зонах и выравниваем свойств газа в поперечных сечениях каналов.

Очевидно, что в рамках одного исследования невозможно проверить эти предположения для всех типов каналов систем охлаждения газовых турбин. Остановимся на анализе теплоотдачи в круглом канале с поперечно расположенными ребрами.

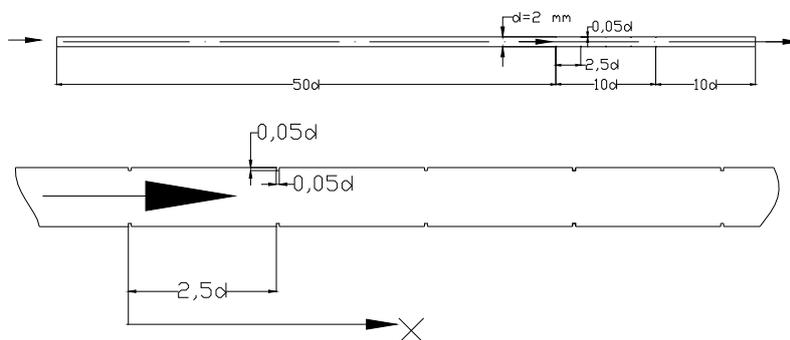


Рис. 4 – Расчетная область круглого канала с пятью поперечными ребрами высотой 0,1 мм и шагом 5 мм

Расчетная модель (рис. 4) представляла собой круглый канал диаметром 2 мм. Длина гладкой предвключенной части канала равнялась 100 мм, после которого следовал участок канала с пятью поперечными кольцевыми ребрами высотой 0,1 мм. Ширина ребра составляла 0,1 мм. За последним ребром

следовал гладкий участок длиной 20 мм. Расчетная сетка в пристеночной области характеризовалась безразмерной величиной $Y^+ < 0,5$.

На входе в канал задавалась температура воздуха 573 К, температура стенки изменялась от 600 до 1123 К. Давление воздуха было принято равным 0,8 МПа. Число Re приближенно равнялось 13000.

Результаты расчетов были представлены в виде (рис. 5, 6)

$$K = K\left(\frac{x}{d}\right), \quad (9)$$

где

$$K = \frac{\text{Nu}_{\text{ж}, d}}{A \text{Re}_{\text{ж}, d}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,4} \left(\frac{T_{\text{ж}}}{T_{\text{с}}}\right)^n}. \quad (10)$$

Для доказательства влияния температурного фактора на теплоотдачу показатель степени n варьировался таким образом, чтобы все расчетные кривые сливались в единую кривую. При этом также подбиралась величина коэффициента A , исходя из условия приближения величина K приближалась к единице на участке стабилизированного течения. Оказалось, что эта задача невыполнима, потому что слияние кривых на предвключенном участке происходило при $n = 0,35$ и $A = 0,024$ (рис. 5), а на участке с ребрами при $n = 0$ и $A = 0,024$ (рис. 6), т.е. температурный фактор не учитывался.

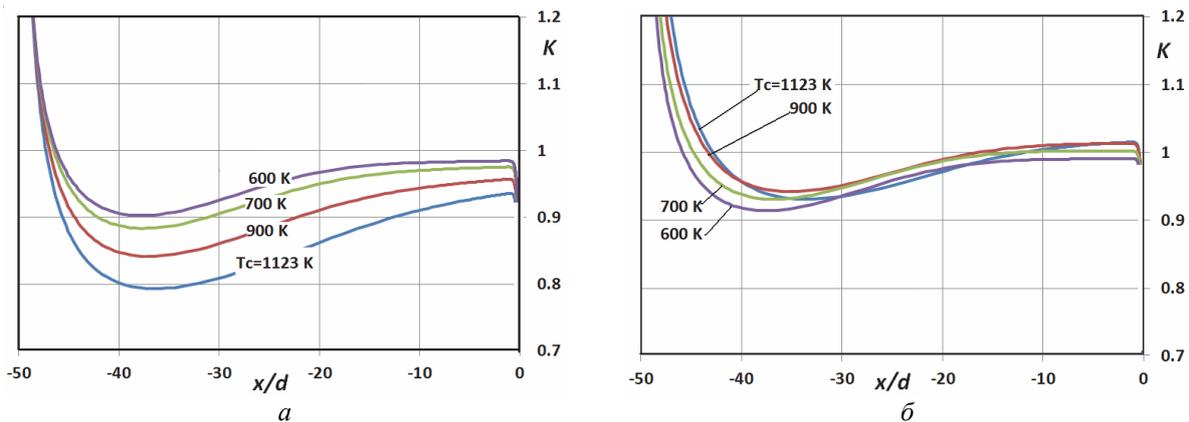


Рис. 5 – CFD моделирование теплоотдачи в гладкой трубе на участке до поперечных ребер с использованием модели турбулентности Спалларта-Алмариса: *а* – нормировка Nu выполнена при $A = 0,024$ и $n = 0$, т.е. без учета температурного фактора; *б* – при $A = 0,024$ и $n = 0,35$, т.е. с учетом температурного фактора

Это позволило сделать вывод о том, что в областях течения с принудительной турбулизацией потока влияние температурного фактора не существенно. Этот вывод также справедлив и для выходного участка, на котором турбулизация потока за ребрами остается ощутимой.

Полученные результаты многократно перепроверялись на разных сетках и различных граничных условиях. Однако отсутствие влияния температурного фактора на участке с ребрами фиксировалось каждый раз. Было также проверено предположение о том, что влияние температурного фактора уменьшается в связи с прогревом воздуха на предвключенном участке и на участке с ребрами его величина мала. В связи с этим был выполнен расчет с адиабатическим предвключенным участком, т.е. прогрев воздуха начинался с первого ребра. Результат при этом еще в большей степени подтвердил сделанный вывод.

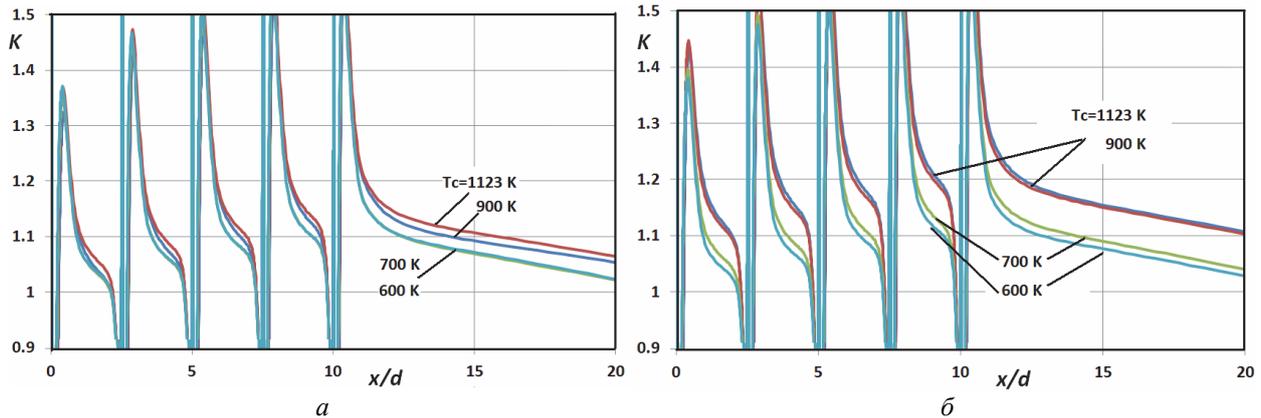


Рис. 6 – CFD моделювання теплоотдачі в трубі на участку з поперечними ребрами з використанням моделі турбулентності Спалларта-Алмариса: *a* – нормировка Nu виконана при $A = 0,024$ і $n = 0$, т.е. без урахування температурного фактора; *б* – при $A = 0,024$ і $n = 0,35$, т.е. з урахуванням температурного фактора

Влияние температурного фактора на теплоотдачу в каналах с поворотом потока на 180°

В системах охлаждения газовых турбин встречается поворот потока в вихревых матрицах, в лопатках с радиальными охлаждающими каналами и других случаях. Экспериментально доказано, что поворот потока приводит к дополнительной турбулизации потока, перестройке полей скорости и температуры и как результат – к росту теплоотдачи. Проблеме интенсификации теплообмена в таких каналах посвящено много работ. Целью данного исследования является оценка влияния температурного фактора на теплоотдачу в канале до поворота и после него.

Объектом исследования являлся канал квадратного сечения $2 \times 2 \text{ мм}^2$, $d_s = 2 \text{ мм}$ (рис. 7). Длина канала до поворота и после него была одинаковой и равнялась 30 мм ($15d$). Расчетная сетка была построена таким образом, чтобы в пристеночной области выполнялось условие $Y^+ < 1$.



Рис. 7 – Расчетная область канала квадратного сечения с поворотом потока на 180°

В расчетах использовались такие же граничные условия, как и в предыдущем разделе. Давление воздуха равнялось $0,8 \text{ МПа}$, температура воздуха на входе – 573 К , температура стенки канала принимала значения $700, 900, 1123 \text{ К}$. Число Re

равнялось приблизительно $2,3 \cdot 10^4$.

Были получены ожидаемые результаты. Теплоотдача на начальном участке снижалась, что характерно для начального участка. В области поворота потока средняя по периметру канала теплоотдача в целом резко возрастала, но характеризовалась значительными колебаниями. Это объяснялось резкими изменениями величины теплового потока на различных поверхностях поворота, обратными токами и существенной неоднородностью температуры воздуха в анализируемых поперечных сечениях. Заметим, что здесь, как и ранее коэффициент теплоотдачи в некотором сечении канала определялся как средний по периметру сечения тепловой поток, деленный на разность температуры стенки и среднemasсовой температуры воздуха в

этом же сечении. Видимо, такой прием несколько сглаживает колебания коэффициента теплоотдачи, но не устраняет их полностью.

Перемешивание потока на повороте приводит к значительному увеличению Nu , большему даже, чем на начальном участке канала. Поток воздуха, поступающий в канал обратного хода, характеризуется высокой турбулентностью. Поэтому температурный фактор, определяющий неоднородность свойств воздуха, практически не влияет на критерий Nu . В тоже время в канале прямого хода это влияние вполне очевидно (рис. 8).

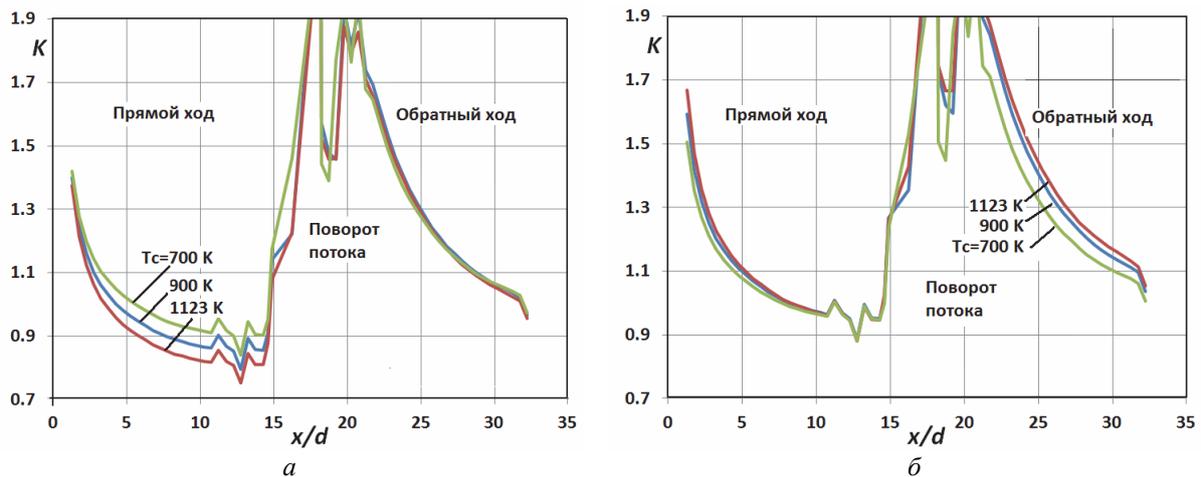


Рис. 8 – *CFD* моделирование теплоотдачи в квадратном канале с поворотом на 180° и с использованием модели турбулентности Спалларта-Алмариса: *а* – нормировка Nu выполнена при $A = 0,021$ и $n = 0$, т.е. без учета температурного фактора; *б* – при $A = 0,021$ и $n = 0,30$, т.е. с учетом температурного фактора

Выводы

1) Введение температурного фактора в расчеты теплоотдачи в гладких каналах систем охлаждения может приводить к росту температуры поверхности лопатки на несколько десятков градусов.

2) Неоднородность свойств воздуха в поперечных сечениях при больших температурных напорах влияет на теплоотдачу гладких каналов. При искусственной турбулизации потока поперечными ребрами малой высоты, при повороте потока происходит перемешивание потока целом и в частности в пристеночных зонах. За счет этого влияние температурного фактора в расчетах теплоотдачи нивелируется. Можно предположить, что в каналах с цилиндрическими штырьками, матрицами (исключая первый ход) и в других каналах температурный фактор в расчетах теплоотдачи вводить не следует. В качестве определяющей температуры в расчетах локальной теплоотдачи нужно использовать среднерасходную температуру воздуха в канале.

3) Показатель степени n в поправке $\left(\frac{T_{ж}}{T_c}\right)^n$ в *CFD*-анализе оказался отличным от

экспериментальных данных [1–3], где его величина равнялась 0,50–0,55. В круглом канале было получено $n = 0,35–0,45$, а канале квадратного сечения лучшие результаты получены при $n = 0,30$. Очевидно, что *CFD*-анализ не может быть основанием для корректировки экспериментальных данных, и поэтому он использовался только для обоснования тех условий течения, при которых введение поправки на большие температурные напоры необходимо.

Список литературы: 1. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена [Текст] / С. С. Кутателадзе. – Новосибирск: Наука, 1970. – 670 с. 2. Кириллов, В. В. Местная теплоотдача при течении газа в трубах при больших температурных напорах [Текст] / В. В. Кириллов, Ю. С. Малюгин // Теплофизика высоких температур. – 1963. – Т. 1, № 2. – С. 254–259. 3. Сукомел, А. С. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах [Текст] / А. С. Сукомел, В. И. Величко, Ю. Г. Абросимов. – М.: Энергия, 1979. – 216 с. 4. Тарасов, А. И. Влияние подогрева теплоносителя на теплоотдачу в каналах систем охлаждения [Текст] / А. И. Тарасов, А. И. Долгов, Е. П. Авдеева // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – № 6. – С. 28–33. – ISSN 2078-774X. 5. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1969. – 440 с. 6. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) / А. И. Тарасов, А. И. Долгов: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия. 7. Локай, В. И. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов [Текст] / В. И. Локай, М. Н. Бодунов, В. В. Жуйков, А. В. Щукин. – М.: Машиностроение, 1985. – 216 с. 8. Эккерт, Э. Р. Теория тепло- и массообмена [Текст] / Э. Р. Эккерт, Р. М. Дрейк. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 680 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kutateladze, S. S. *Osnovy teorii teploobmena*. – Novosibirsk: Nauka, 1970. Print. 2. Kirillov, V. V., and Ju. S. Maljugin. "Mestnaja teplootdacha pri techenii gaza v trubah pri bol'shih temperaturnyh naporah." *Teplofizika vysokih temperatur* 1.2 (1963): 254–259. Print. 3. Sukomel, A. S., V. I. Velichko and Ju.G. Abrosimov. *Teploobmen i trenie pri turbulentnom techenii gaza v korotkih kanalah*. Moscow: Jenergija, 1979. Print. 4. Tarasov, A. I., A. I. Dolgov, E. P. Avdeeva. "Vlijanie podogreva teplonositelja na teplootdachu v kanalah sistem ohlazhdenija." *Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja. Visnyk NTU «HPI»*. No. 6. Kharkiv: NTU «HPI», 2011. 28–33. ISSN 2078-774X. Print. 5. Isachenko, V. P., V. A. Osipova, A. S. Sukomel. *Teploperedacha*. Moscow: Jenergija, 1969. Print. 6. Tarasov A. I., and A. I. Dolgov "TNA (Thermal & Hydraulic Analysis)." *Svidetel'stvo ob oficial'noj registracii programm dlja JeVM. Federal'naja sluzhba po intelektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam*. RU Patent 2007610141. 10 November 2006. 7. Lokaj, V. I., et al. *Teploperedacha v ohlazhdaemyh detaljah gazoturbinyh dvigatelej letatel'nyh apparatov*. – Moscow: Mashinostroenie, 1985. Print. 8. Jekkert, Je. R., and R. M. Drejk. *Teorija teplo- i massobmena*. Moscow: Gosjenergoizdat, 1961. Print.

Поступила (received) 03.02.2014

УДК 621.438-226.2:536.24

В. Ю. ПЕТЕЛЬЧИЦ, инж.-констр. ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев

CFD-МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПЛАСТИНЫ С ВХОДНЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ УЧАСТКОМ

Представлены результаты численного моделирования пленочного охлаждения пластины с многорядной системой цилиндрических отверстий на входном цилиндрическом участке, а также сравнение результатов проведенных расчетов с экспериментальными данными. Моделирование выполнено с помощью программного комплекса *ANSYS CFX*. Помимо *RANS*-моделирования потока с различными моделями турбулентности выполнено *DES*-моделирование, основанное на непосредственном моделировании вихревой структуры потока. Применение рекомендованной рядом исследований *DES* модели дало результаты расчета близкие к применению *SST* модели турбулентности. В работе также рассмотрено применение *Reynolds Stress* модели турбулентности *BSL*, которая учитывает анизотропию турбулентной вязкости. С целью повышения достоверности результатов расчета эффективности пленочного охлаждения, рассмотрена также возможность адаптации *SST*-модели турбулентности путем корректировки её констант. Предложенная адаптация *SST*-модели турбулентности приближает результаты расчета эффективности пленочного охлаждения к экспериментальным данным.

Ключевые слова: пленочное охлаждение, модель турбулентности, эффективность пленочного охлаждения, ряд цилиндрических отверстий.

Введение

Основным и, по видимому, безальтернативным способом повышения точности расчетов температурного состояния охлаждаемых лопаток турбин газотурбинных двигателей является применение *CFD*-моделирования, которое базируется на решении системы уравнений сохранения массы и энергии, уравнений движения Навье-Стокса, которая полностью описывает нестационарное турбулентное течение вязкой сжимаемой жидкости. Однако даже современный уровень развития вычислительной техники не позволяет выполнять моделирование конкретных течений за счет непосредственного решения этой системы уравнений, что требует применения различных моделей турбулентности, каждая из которых обеспечивает достоверные результаты расчета для определенного круга задач. Для расчетов различных элементов систем охлаждения (струйное охлаждение, интенсификация теплообмена за счет применения микрооребрения и т.п.), а также для определения интенсивности теплообмена по профилю лопатки со стороны газа наиболее часто используются *k-ε* и *SST* модели турбулентности, а также их модификации, прошедшие большой объем верификации для указанных задач. В то же время, для пленочного охлаждения, широко используемого в лопатках первых ступеней турбины, применение *CFD* моделирования на данный момент отработано недостаточно.

Обзор литературы показал, что вопросу выбора модели турбулентности для моделирования пленочного охлаждения в настоящее время уделяется большое внимание, но результаты приведенных исследований весьма противоречивы. Так, для случая выпуска охлаждающего воздуха на плоскую стенку, в работе [1] получено хорошее совпадение результатов расчетов с экспериментальными данными, в то время как в ряде работ, например [2], отмечается, что применение *RANS* моделей турбулентности, дополняющих осредненные по числу Рейнольдса уравнения Навье-Стокса, не позволяет с достаточной степенью точности определить эффективность пленочного охлаждения. Результаты работы [2] также опровергли предположение о том, что это вызвано недостаточным разрешением сетки или применением тетраэдрических элементов.

© В.Ю. Петельчиц, 2014

В работе [3] для случая пленочного охлаждения плоской стенки через ряд цилиндрических отверстий, выполнена адаптация *SST*-модели турбулентности. Эта модель, по сравнению с *k-ε*-моделью турбулентности, изначально более корректно отражает картину течения вблизи места выпуска охлаждающего воздуха, а также позволяет более достоверно получить осредненное в поперечном направлении значение эффективности охлаждения, что очень важно для её практического применения. Изменение в рамках адаптации константы a_1 с 0,31 до 0,5 и турбулентного числа Прандтля (Pr_t) с 0,9 до 0,4, позволило получить приемлемую точность расчета на участке $0 < x/d < 60$ во всем исследуемом диапазоне параметра вдува (x – расстояние от сечения вдува, d – диаметр отверстий). Во всех работах параметр вдува определяется как

$$m = \frac{\rho_B V_B}{\rho_\infty V_\infty},$$

где ρ_B, ρ_∞ – соответственно, плотность охладителя (воздуха) и основного потока (газа); V_B, V_∞ – соответственно, скорости охладителя и основного потока.

В плане повышения точности *CFD* – моделирования, также представляет интерес применение *Reynolds Stress* моделей турбулентности, учитывающих анизотропию турбулентности и методов моделирования *DES (Detached Eddy Simulation)* как в работах [2, 4].

Следует отметить, что большинство исследований в этой области выполнено для пленочного охлаждения плоской пластины. Вопрос о пленочном охлаждении в случае выпуска воздуха через многорядную систему отверстий на начальном цилиндрическом участке, моделирующем участок входной кромки лопаток газотурбинных двигателей, в литературе рассмотрен недостаточно. При этом участок входной кромки является наиболее термически нагруженным элементом профиля лопатки. Вследствие наличия точки торможения потока, структура течения омывающего газа и выпускаемого воздуха здесь значительно сложнее.

Целью настоящей работы является верификация результатов *CFD*-моделирования пленочного охлаждения пластины с многорядной системой цилиндрических отверстий на входном цилиндрическом участке на основе сравнения с экспериментальными данными и выбор подхода, обеспечивающего наиболее корректные результаты расчета.

Экспериментальные данные и расчетная модель

В качестве экспериментальных данных использованы представленные в [5] результаты исследований осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения на входном цилиндрическом участке и последующей плоской стенке за тремя рядами цилиндрических отверстий, соответствующей четырехрядной симметричной системе отверстий в районе входной кромки. Эффективность пленочного охлаждения определялась как

$$\eta = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_\infty - T_B},$$

где T_∞, T_B – полные температуры основного потока (газа) и вдуваемого потока (охлаждающего воздуха), соответственно, а T_{aw} – адиабатическая температура стенки (защищаемой поверхности).

Схема расположения отверстий и геометрические параметры исследованной модели приведены на рис. 1а.

В соответствии с геометрией экспериментальной установки (диаметр отверстий $d = 15,2$ мм, относительный шаг отверстий $t/d = 4$, относительная длина отверстия $l/d = 4$), в программном комплексе *ANSYS CFX 14.5* была создана расчетная модель (рис. 1б) высотой равной одному шагу отверстий. В этой модели с помощью *ANSYS ICEM CFD 14.5* была создана тетраэдрическая расчетная сетка с призматическим подслоем, с суммарным количеством элементов 5,1 млн. (рис. 1в).

В качестве граничных условий заданы параметры, соответствующие условиям проведения эксперимента:

- скорость основного потока на входе 9,8 м/с, что соответствует числу Рейнольдса, определенному по диаметру входной кромки равному 100 000;
- статическое давление основного потока на выходе 0,1 МПа;
- степень турбулентности основного потока на входе 4 %;
- температуры основного и вдуваемого потоков 18 и 28 °С, соответственно.

Расход вдуваемого воздуха задавался в соответствии с рассматриваемым параметром вдува, определенным как отношение массовых скоростей вдуваемого и основного потоков. Как и в работе [5] моделирование выполнялось для трех значений параметра вдува $m = 0,38; 0,64$ и $0,97$.

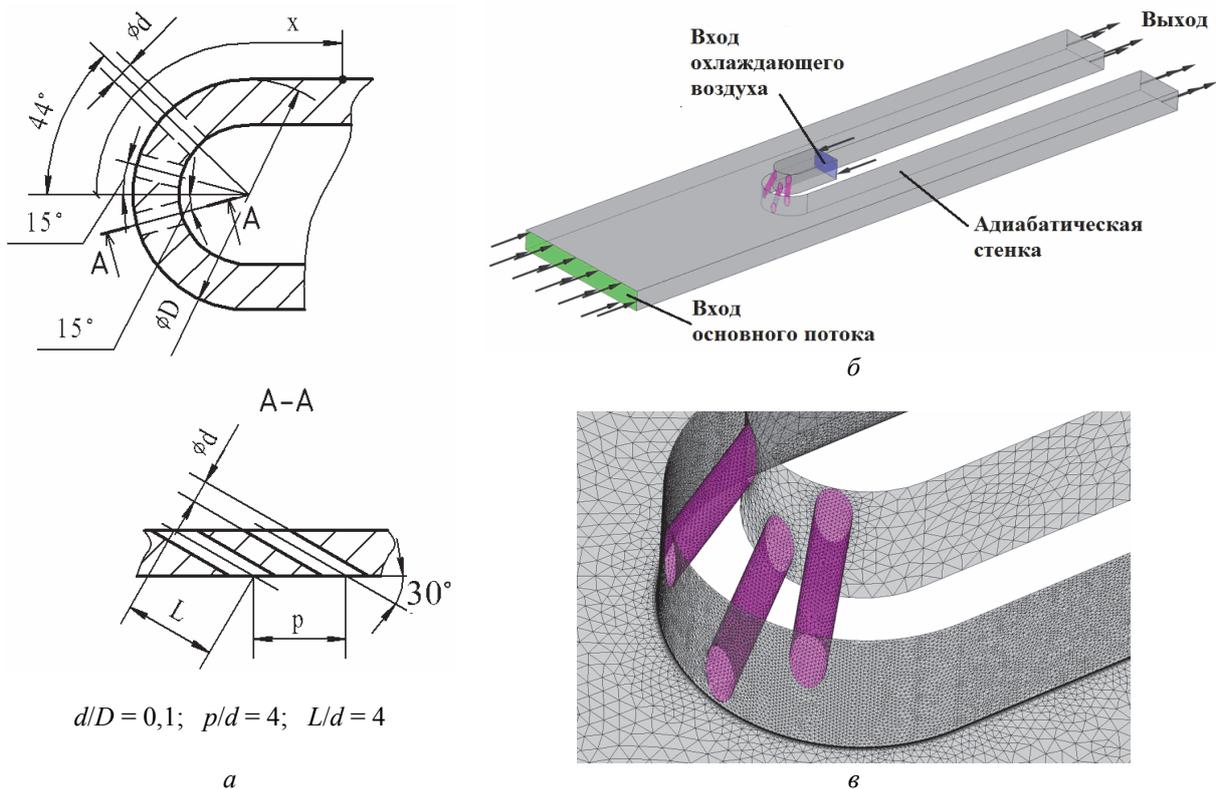


Рис. 1 – Геометрические параметры системы отверстий а, расчетная модель б и фрагмент расчетной сетки в

Результаты расчетов по стандартным моделям турбулентности

Наиболее часто используемыми для расчетов тепловых задач являются *RANS* модели турбулентности $k-\epsilon$, *RNG* $k-\epsilon$ и *SST*. Полученные в результате расчетов, с этими моделями турбулентности со значениями констант по умолчанию (стандартными

моделями турбулентности), распределения осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения η в сравнении с экспериментальными данными [4] представлены на рис. 2.

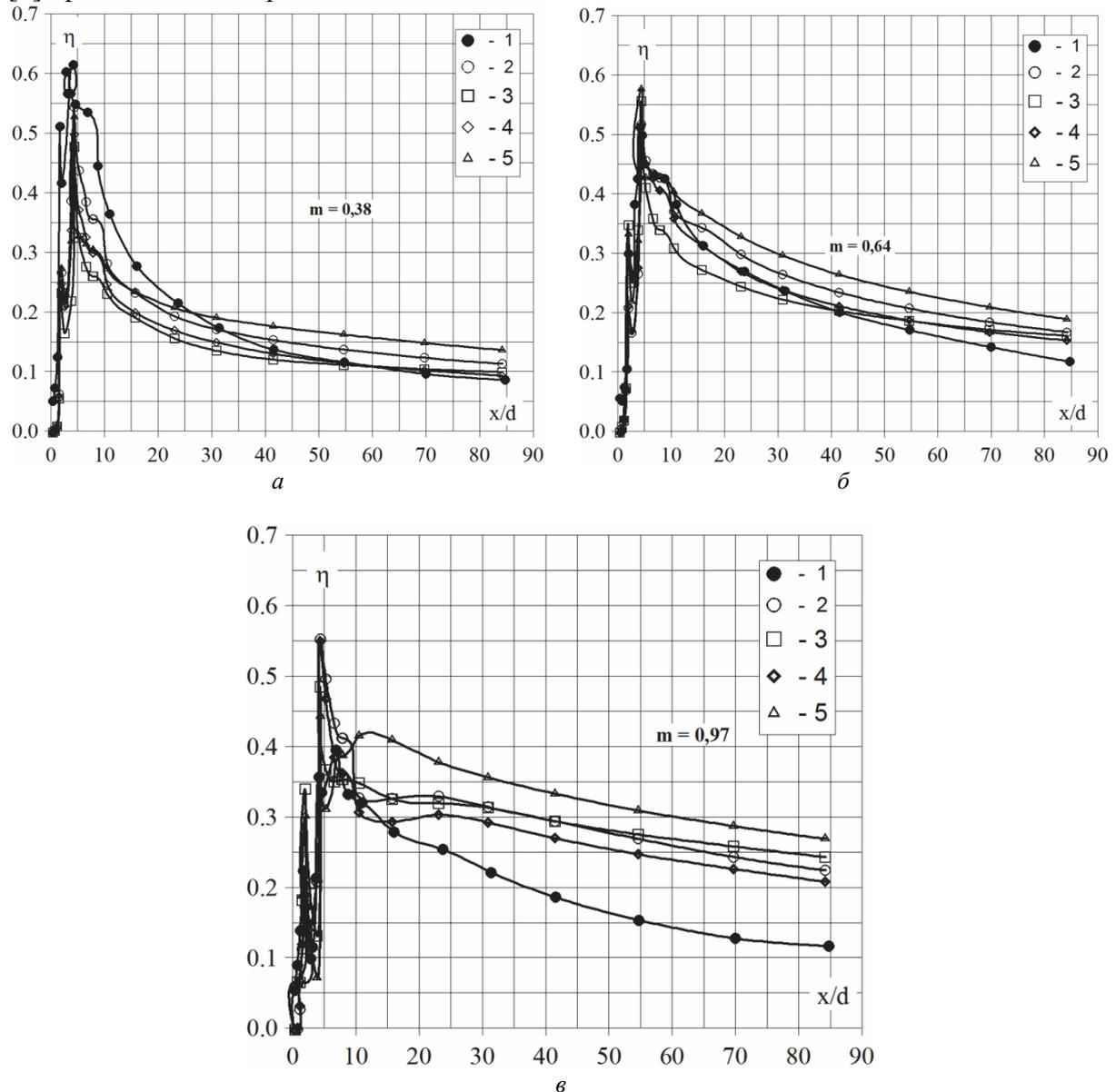


Рис. 2 – Сравнение результатов расчета по различным моделям турбулентности с экспериментальными данными при $m = 0,38$ а, $0,64$ б, $0,97$ в:
 1 – экспериментальные данные; результаты расчета по модели турбулентности: 2 – SST; 3 – $k-\epsilon$; 4 – BSL; 5 – RNG $k-\epsilon$

Можно отметить, что все рассмотренные модели турбулентности обеспечивают достаточно близкие между собой результаты расчета. Если при $m = 0,38$ и $0,64$ характер результатов расчета близок к экспериментальным данным, то при $m = 0,97$ результаты расчета по всем моделям завышены на участке $x/d > 20$. Более высокие значения эффективности пленочного охлаждения при всех параметрах вдува получены при использовании модели турбулентности RNG $k-\epsilon$, наиболее низкие – при использовании модели турбулентности $k-\epsilon$ при $m = 0,38$; $0,64$ и BSL при $m = 0,97$.

Далее рассмотрены результаты расчета по *SST* модели турбулентности, как наиболее типичной для большинства задач моделирования, и обеспечивающей наиболее близкие к экспериментальным данным результаты расчета.

При $m = 0,38$ расчетная эффективность пленочного охлаждения на участке $15 < x/d < 85$ хорошо согласуется с экспериментальными данными, разность не превышает 0,05. На начальном участке результаты расчета получаются несколько заниженными, и при $x/d < 15$ разница в среднем составляет 0,15.

Увеличение параметра вдува с 0,38 до 0,64, как по экспериментальным данным, так и по расчетам, приводит к увеличению эффективности пленочного охлаждения по всей длине, за исключением пикового значения в районе $x/d = 4$. При $m = 0,64$, практически на всем рассматриваемом диапазоне ($5 < x/d < 80$), отклонение результатов расчета от эксперимента не превышает 0,05.

В соответствии с экспериментальными данными, при $m = 0,97$ наблюдается отрыв струй охлаждающего воздуха вблизи отверстий, что приводит к снижению эффективности пленочного охлаждения по сравнению с $m = 0,64$ по всей длине. По результатам расчета, отрыв струй не происходит, и увеличение параметра вдува сопровождается дальнейшим увеличением эффективности пленочного охлаждения. Отклонение результатов расчета от эксперимента на участке $30 < x/d < 85$ составляет 0,10...0,12.

Таким образом, модель турбулентности *SST* позволяет достаточно корректно определять распределение эффективности пленочного охлаждения при низких значениях параметра вдува. Некорректность результатов моделирования при более высоких параметрах вдува, $m = 0,97$ в рассмотренной работе [5], может быть объяснено отрывом струй охладителя.

Среди причин некорректного моделирования пленочного охлаждения при использовании рассмотренных моделей турбулентности в литературе чаще всего отмечается, что эти модели базируются на изотропии турбулентной вязкости, поэтому в настоящей работе также рассмотрено применение модели турбулентности *BSL*. Эта модель учитывает анизотропию турбулентной вязкости, базируясь на непосредственном расчете Рейнольдсовых напряжений (типа *Reynolds stress*). Результаты расчета по этой модели также представлены на рис. 2. Как видно из рисунка, результаты расчета с использованием этой модели турбулентности близки к ранее рассмотренными, то есть учет анизотропии диффузии, реализованный в этой модели, незначительно сказывается на результатах расчетов, и данная модель не имеет преимуществ перед более простой моделью *SST*.

Применение адаптированной модели турбулентности *SST*

В работе [4] для повышения точности расчета эффективности пленочного охлаждения предложено использовать адаптацию модели турбулентности *SST*, а именно, увеличение константы a_1 с 0,31 до 0,5 и уменьшение турбулентного числа Прандтля в диапазоне с 0,9 до 0,4. Такое изменение констант модели турбулентности для пленочного охлаждения плоской пластины позволило получить приемлемую точность расчета при $0 < x/d < 60$ во всем исследуемом диапазоне параметра вдува ($m = 0,5...1,4$). В тоже время в [6] отмечено, что значение турбулентного числа Прандтля для слоев смешения, имеющих место в данной задаче, составляет примерно 0,5.

На рис. 3 представлены результаты расчета с адаптированной моделью турбулентности *SST* (число Прандтля 0,5) в сравнении со стандартной моделью для

трех вариантов параметра вдува. Как видно из результатов, в отличие от моделирования для плоской стенки, указанное изменение констант модели турбулентности для цилиндрического участка входной кромки не приводит к существенному изменению результатов расчета. Тем не менее, результаты расчета с адаптированной моделью ближе к экспериментальным данным, а для $m = 0,64$ практически совпадают с ними. Таким образом, предложенная в [5] адаптация применима и для данного случая пленочного охлаждения.

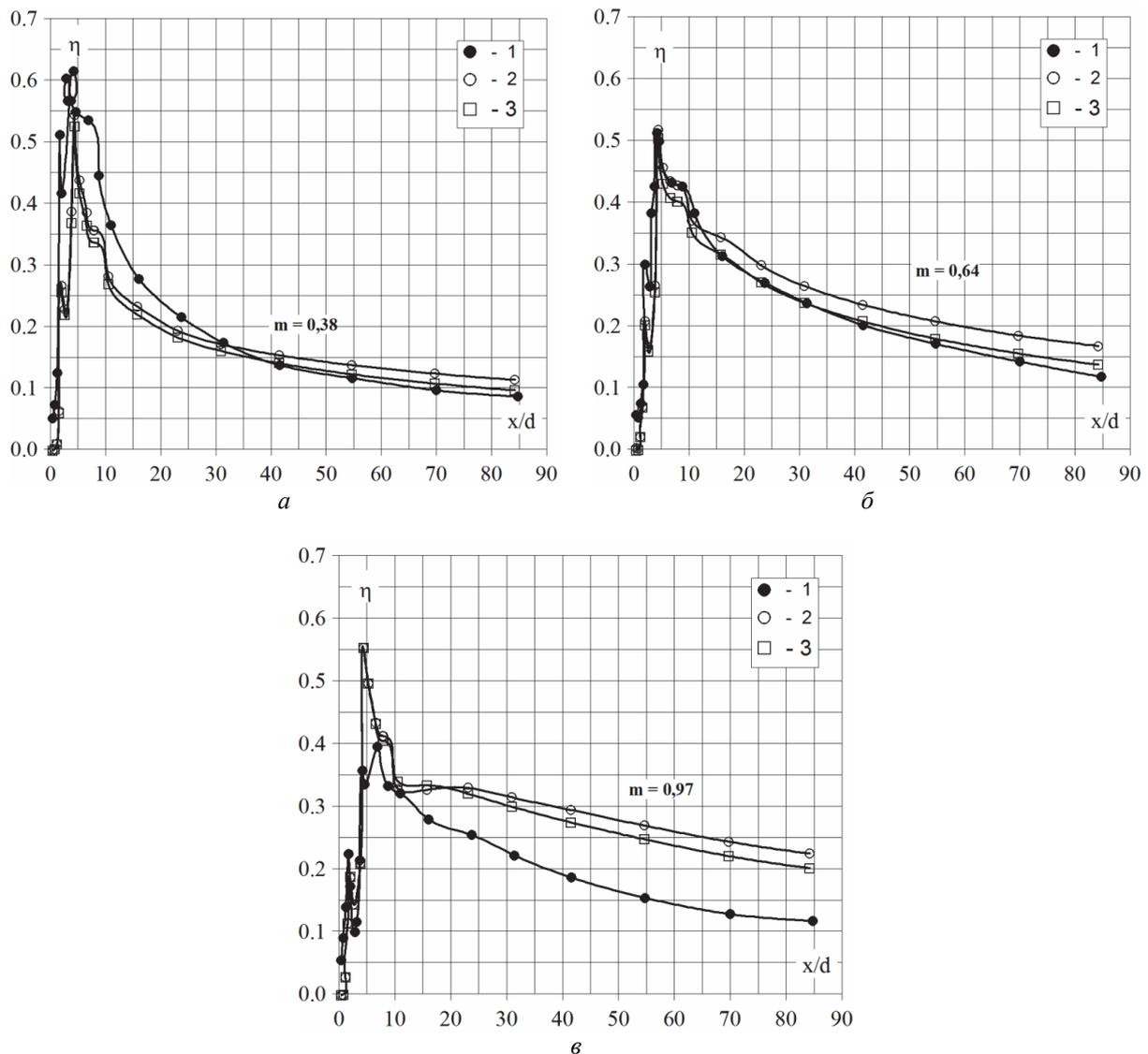


Рис. 3 – Результаты расчета по адаптированной модели турбулентности SST при $m = 0,38$ а, $0,64$ б, $0,97$ в: 1 – экспериментальные данные; результаты расчета по модели турбулентности: 2 – стандартная SST; 3 – адаптированная SST

Применение DES-моделирования

Как было отмечено ранее, многие работы рекомендуют для моделирования пленочного охлаждения, особенно для входного цилиндрического участка, применение DES моделирования, основанного на непосредственном моделировании вихревой

структури потока, которая имеет место в рассматриваемых задачах. Несмотря на то, что из-за необходимости измельчения сеточной модели такой подход неприменим в практических (инженерных) расчетах, в настоящей работе, для сравнения с другими моделями, выполнено *DES* моделирование течения для вариантов с параметрами вдува 0,64 и 0,97. На рис. 4 представлены результаты расчета с использованием *DES* модели турбулентности для $m = 0,64$ и $m = 0,97$. В результате такого моделирования результаты расчета несущественно отличаются от результатов применения модели турбулентности *SST*, на базе которой реализовано *DES* моделирование в *CFX*.

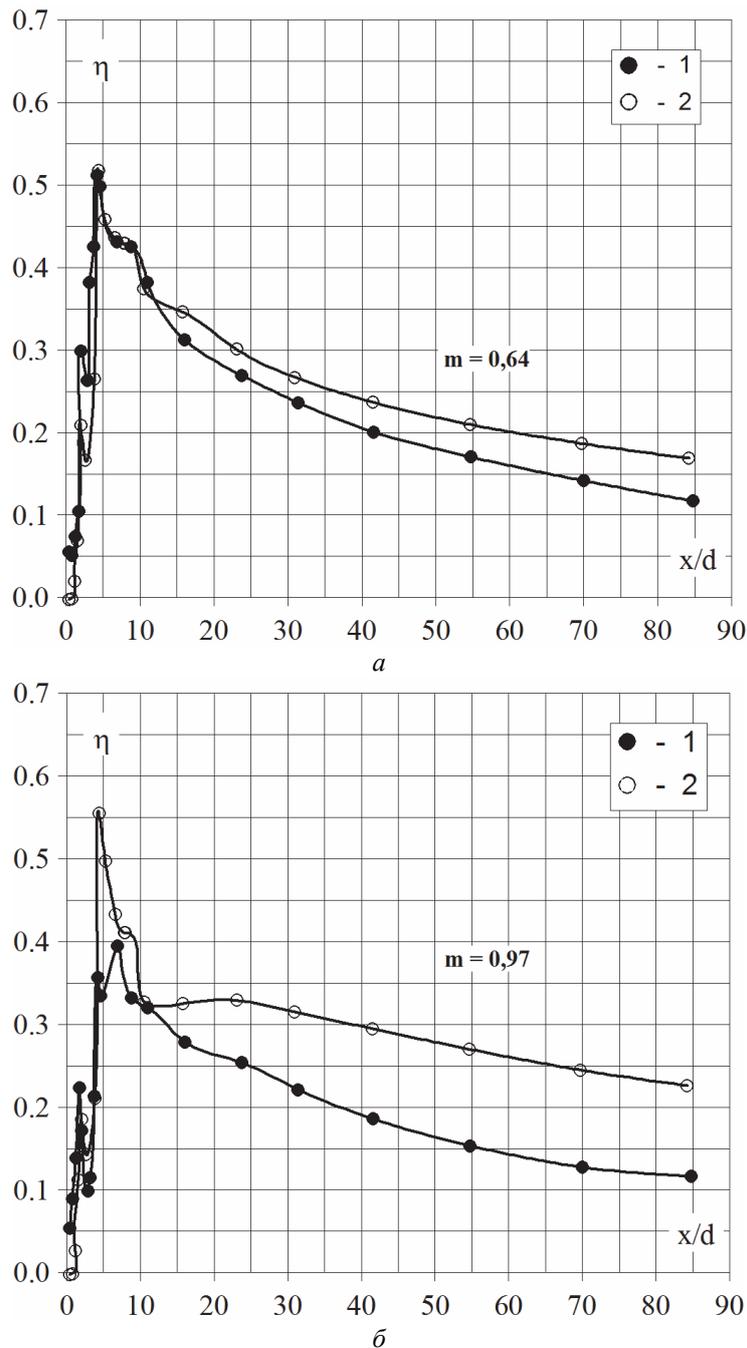


Рис. 4 – Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными при $m = 0,64$ а, $0,97$ б: 1 – экспериментальные данные; 2 – результаты расчета по модели турбулентности *DES*

Выводы

1) Настоящая работа показала, что стандартная модель турбулентности *SST* (со значением констант по умолчанию) позволяет получить достоверные результаты расчета эффективности пленочного охлаждения пластины с многорядной системой цилиндрических отверстий на начальном цилиндрическом участке при низких $m = 0,38$ и $0,64$ параметрах вдува.

2) Значительное отклонение результатов расчета от экспериментальных данных для $m = 0,97$ вызвано отрывом потока от стенки в эксперименте.

3) Предложенная для случая пленочного охлаждения плоской стенки адаптация *SST*-модели турбулентности дополнительно несколько приближает результаты расчета эффективности пленочного охлаждения к экспериментальным данным, но при $m = 0,97$ результаты расчета остаются недостаточно корректными. Применение рекомендованной рядом исследований *DES* модели дало результаты расчета близкие к применению неадаптированной *SST* модели турбулентности.

Список литературы: 1. Lee, K. Numerical analysis of film-cooling performance and optimization for a novel shaped film-cooling hole [Электронный ресурс] / K. Lee, S. Kim, K. Kim // ASME Paper №GT2012-68529. – Электрон. дан. (1 файл). – 2012. – 11 p. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 2. Harrison, K. Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance [Электронный ресурс] / K. Harrison, D. Bogard // ASME Paper №GT2008-51423. – Электрон. дан. (1 файл). – 2008. – 10 p. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 3. Петельчиц, В.Ю. К вопросу повышения точности RANS моделирования пленочного охлаждения [Текст] / В.Ю. Петельчиц, А.А. Халатов, Д.Н. Письменный, Ю.Я. Дашевский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 8 (105). – С. 116-122. 4. Mathew, S. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge [Электронный ресурс] / S. Mathew, S. Ravelli, D. Bogard // ASME Paper №GT2011-46619. – Электрон. дан. (1 файл). – 2011. – 10 p. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 5. Мик. Завесное охлаждение и теплообмен на лобовой части затупленного тела (включая участок расположения отверстий вдува) [Текст] / Мик, Мейл // Современное машиностроение, серия А. – 1989. – № 1. – С. 71-80. 6. Белов, И.А. Моделирование турбулентных течений [Текст] / И.А. Белов, С.А. Исаев. – Санкт-Петербург, 2001. – 109 с.

Bibliography (transliterated): 1. Lee, K., S. Kim and K. Kim. "Numerical analysis of film-cooling performance and optimization for a novel shaped film-cooling hole." *ASME Paper*. No. GT2012-68529. 2012. CD-ROM. 2. Harrison, K., and D. Bogard. "Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance." *ASME Paper*. No. GT2008-51423. 2008. CD-ROM. 3. Petel'chic, V. Ju., et al. "K voprosu povyshenija tochnosti RANS modelirovanija plenochnogo ohlazhdenija." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 8 (105) (2013): 116–122. Print. 4. Mathew, S., S. Ravelli and D. Bogard. "Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge." *ASME Paper*. No. GT2011-46619. 2011. CD-ROM. 5. Mik, and Mejl. "Zavesnoe ohlazhdenie i teploobmen na lobovoj chasti zatuplennogo tela (vkljuchaja uchastok raspolozhenija otverstij vduva)." *Sovremennoe mashinostroenie, serija A*. No. 1. 1989. 71–80. Print. 6. Belov, I. A., and S. A. Isaev. *Modelirovanie turbulentnyh techenij*. Sankt-Peterburg, 2001. Print.

Поступила (received) 21.02.2014

УДК 621.438

С. И. СЕРБИН, д-р техн. наук, проф.; директор Машиностроительного института Национального университета кораблестроения, Николаев;
А. Б. МОСТИПАНЕНКО, канд. техн. наук, доц.; доц. Национального университета кораблестроения, Николаев;
А. В. КОЗЛОВСКИЙ, аспирант Национального университета кораблестроения, Николаев;
В. Г. ВАНЦОВСКИЙ, нач. отд. камер сгорания ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев;
В. В. ВИЛКУЛ, нач. сектора расчетных и экспериментальных работ отдела камер сгорания ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК НЕСТАЦИОНАРНОГО РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В НИЗКОЭМИССИОННЫХ КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТД

Статья посвящена вопросам численного моделирования термо-акустических процессов в камерах сгорания газотурбинных двигателей. Проведен анализ пульсационных процессов в низкоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя, вызванных особенностями конструкции жаровых труб и аэродинамического взаимодействия компрессора, камеры сгорания и турбин, с помощью современных инструментов вычислительной гидродинамики (CFD). Проведен численный эксперимент по определению уровня пульсаций давления в камере сгорания газотурбинного двигателя.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, камера сгорания, турбулентное горение, пульсационное горение, численные методы, математическое моделирование

Введение

При создании низкоэмиссионных камер сгорания (КС) газотурбинных установок возникают трудности, связанные с неустойчивостью и пульсационным горением, акустическими колебаниями и срывными явлениями в проточной части двигателя, воздействующими на процессы горения [1]. Поэтому обеспечение устойчивости процесса горения является серьезной и актуальной задачей, требующей больших материальных затрат и занимает значительную часть времени при доводочных испытаниях двигателей. Использование численного эксперимента для прогнозирования режимов вибрационного горения позволит значительно сократить эти расходы [2]. Численный эксперимент дает возможность прогнозировать такие колебания путем моделирования трехмерных химически реагирующих турбулентных потоков и основную роль при этом играет выбор подхода к моделированию турбулентности [3].

Анализ основных достижений и литературы

Основная причина возникновения вибрационного горения – чувствительность смеси-, вихреобразования и горения к колебаниям давления газа в камере сгорания, сопровождающихся резким увеличением шума, срывами пламени, разрушением камеры, выходом из строя отдельных узлов и агрегатов ГТУ. Вибрационное горение недопустимо, так как приводит к разрушению элементов конструкции камеры сгорания [1].

Цель исследования, постановка задачи

Определение вибрационных характеристик низкоэмиссионной камеры сгорания газотурбинного двигателя мощностью 25 МВт путем трехмерного анализа процессов нестационарного горения.

© С.И. Сербин, А.Б. Мостипаненко, А.В. Козловский, В.Г. Ванцовский, В.В. Вилкул, 2014

Матеріали дослідження

Моделирование методом крупных вихрей (Large Eddy Simulation, LES).

Основой этого метода является гипотеза о независимости статистических характеристик крупномасштабных турбулентных движений от молекулярной вязкости. Согласно этому предположению возможно построение численной модели, описывающей нестационарную динамику только в отношении крупных вихрей, при этом вычислительные затраты, необходимые для реализации такой модели, не должны зависеть от числа Рейнольдса, так как нет необходимости явно и точно рассчитывать все мелкие вихри [4]. Эту модель предполагается использовать для дальнейших расчетов камеры сгорания.

Турбулентные потоки характеризуются наличием вихрей, масштаб и время существования которых изменяются в очень широком диапазоне. Размеры наиболее крупные вихрей сравнимы с характерным геометрическим размером течения.

Причиной мелкомасштабных вихрей является рассеяние турбулентной кинетической энергии [5, 6]. Для исследований использовалась *WALE*-модификация модели турбулентности крупных вихрей.

WALE-модель. В данной модели [6, 7] турбулентная вязкость определяется по формуле

$$\mu_t = \rho L_s^2 \frac{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{3/2}}{(\overline{S_{ij} S_{ij}})^{5/2} + (\overline{S_{ij} S_{ij}})^{5/4}},$$

где величины L_s и S_{ij}^d рассчитываются таким образом:

$$L_s = \min(kd, C_w V^{1/3}), \quad S_{ij}^d = \frac{1}{2} \left(\overline{g_{ij}^2} + \overline{g_{ji}^2} \right) - \frac{1}{3} \delta_{ij} \overline{g_{kk}^2}, \quad \overline{g_{ij}} = \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}, \quad \overline{g_{ij}} = \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}.$$

Результаты исследования. Нестационарные расчеты проводились с использованием *LES*-модели турбулентности [7]. Для промежуточных сечений и твердых стенок отслеживались пульсации статического давления, которые являются источниками акустических колебаний, и могут быть замерены при проведении экспериментов. Расчеты проводились для номинального режима работы ГТД.

В работе исследованы три варианта камеры сгорания, в которых использовались форсунки с различным количеством отверстий для истечения топлива: 1 – форсунка с 10 отверстиями диаметром 1,85 мм (рис. 1а); 2 – форсунка с 5 отверстиями диаметром 2,6 мм (рис. 1б); 3 – форсунка с 18 отверстиями диаметром 1,5 мм и одним отверстием диаметром 1 мм (рис. 1в).

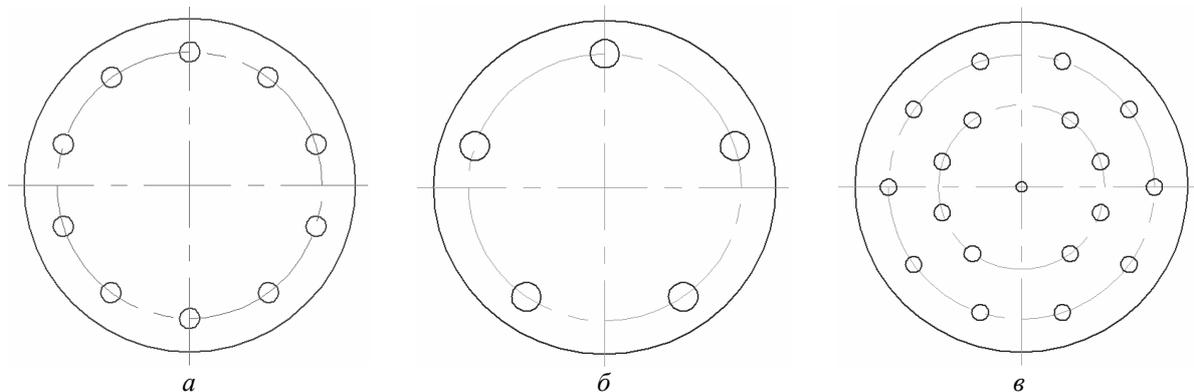
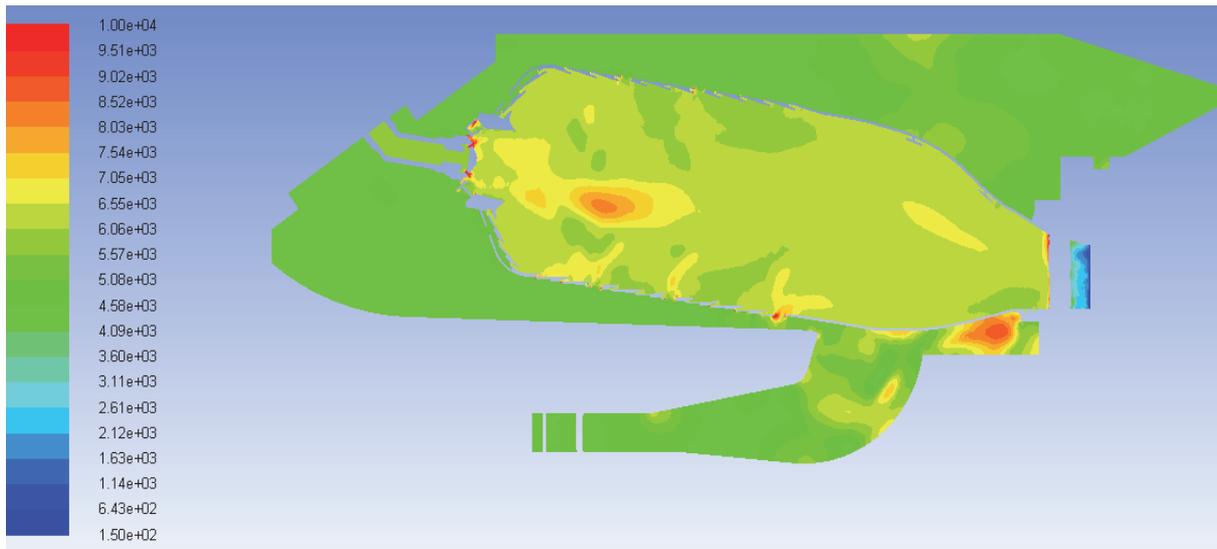
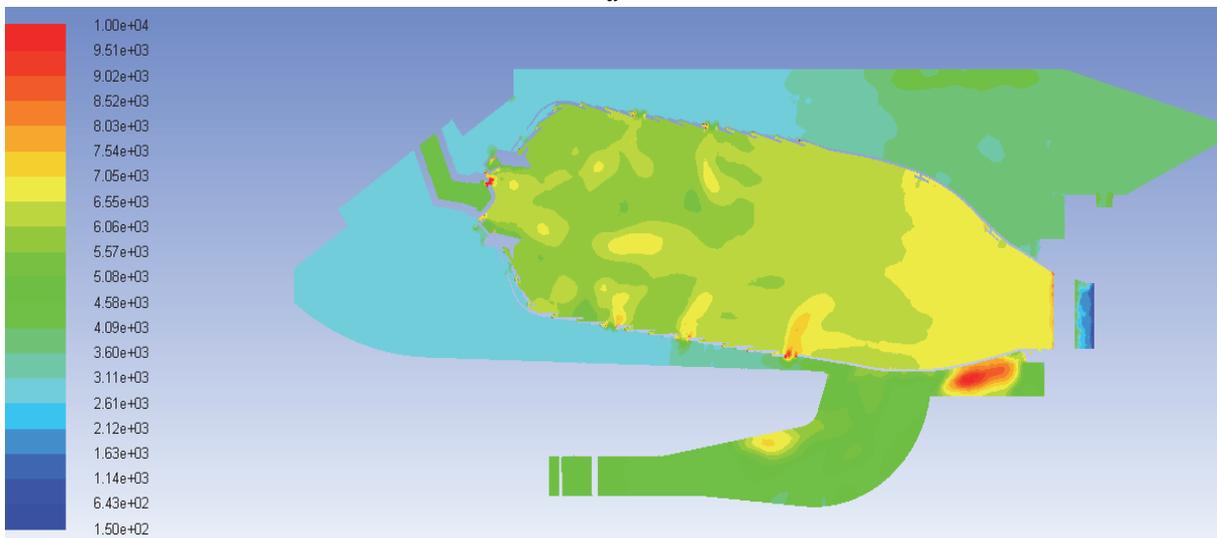


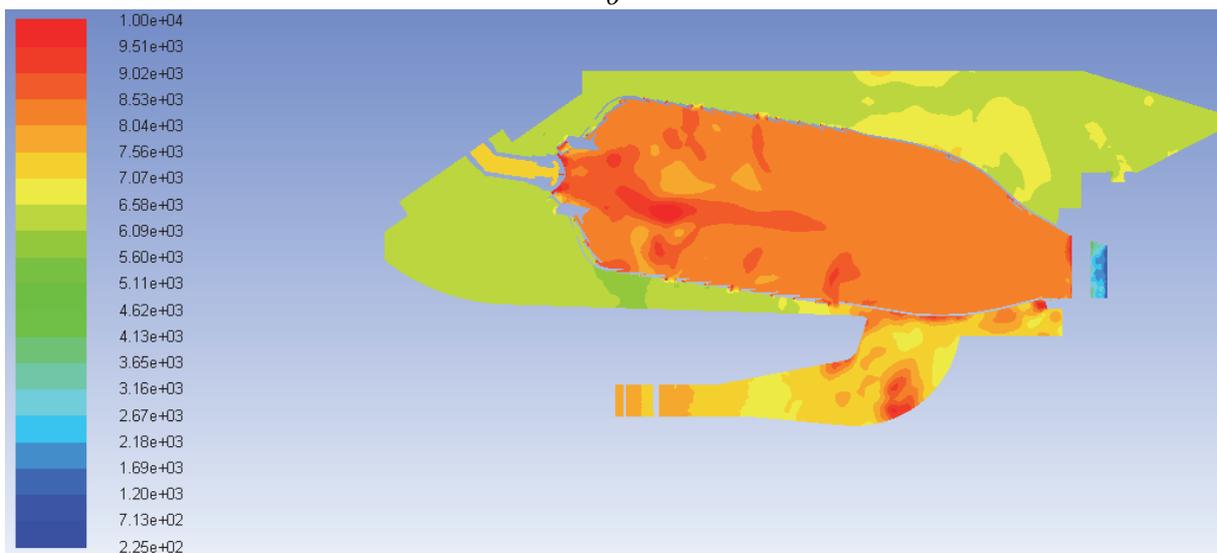
Рис. 1 – Варианты форсунок, использованных в численном эксперименте



a



б



в

Рис. 2 – Уровень среднеквадратических пульсаций статического давления в жаровой трубе:
a – форсунка с 10 отверстиями; *б* – форсунка с 5 отверстиями; *в* – форсунка с 19 отверстиями

Зоны проявления максимальных пульсаций давления и скорости в объеме камеры сгорания в целом аналогичны зонам, определенным при стационарных расчетах камеры сгорания. Они находятся внутри жаровой трубы в районе отверстий вторичного воздуха (рис. 2), выхода из завихрителя в районе 3–5-й обечаек и во входном диффузоре подвода воздуха из компрессора. Также пульсации статического давления видны в районе отверстий подвода газообразного топлива (метана) в каналы завихрителя и при ударе продуктов сгорания о турбинные лопатки в выходном сечении жаровой трубы.

По данным контрольных экспериментальных испытаний пульсационного состояния двигателя мощностью 25 МВт с различным исполнением форсунок уровни динамического давления в камере сгорания на номинальном режиме работы ГТД с использованием форсунки с 10 отверстиями диаметром 1,85 мм (рис. 1а) не превышают допустимый уровень 5,4 кПа (рис. 3а). Согласно результатам проведенного численного эксперимента среднеквадратический уровень пульсаций давления для данного варианта форсунки в межтрубном пространстве над отверстиями вторичного воздуха составляет 5,2 кПа (рис. 2а).

Экспериментально замеренные уровни динамического давления на всех режимах работы ГТД с использованием форсунки с 5 отверстиями диаметром 2,6 мм (рис. 1б) не превышают допустимый уровень 4 кПа (рис. 3б). Согласно результатам проведенного численного эксперимента среднеквадратический уровень пульсаций давления для данного варианта форсунки в межтрубном пространстве над отверстием вторичного воздуха составляет 3,6 кПа (рис. 2б).

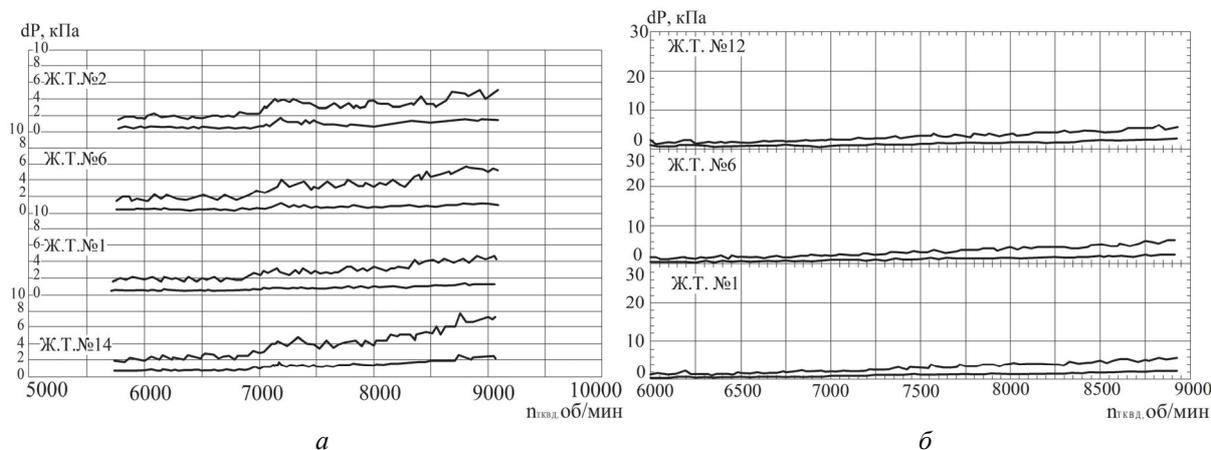


Рис. 3 – Уровни пульсации давления в КС при наборе мощности от холостого хода до номинальной нагрузки: а – форсунка с 10 отверстиями; б – форсунка с 5 отверстиями

Выводы

1) Уровни динамического давления в камере сгорания на номинальном режиме работы ГТД по результатам численного эксперимента подтверждаются значениями, полученными при проведении стендовых испытаний. Вариант с форсункой с 18 отверстиями диаметром 1,5 мм и одним отверстием диаметром 1 мм показывает максимальные уровни динамического давления в камере сгорания, вследствие этого использование этого варианта форсунки не целесообразно. Вариант с форсункой с 5 отверстиями диаметром 2,6 мм обеспечивает минимальные уровни динамического давления в камере сгорания, следовательно, его можно рекомендовать для дальнейшей опытной и промышленной эксплуатации.

2) Время пребывания смеси в зоне горения зависит от скорости истечения топлива из форсунок. Так как при использовании топливораспыливающего устройства с 5 отверстиями диаметром 2,6 мм скорость истечения топлива из канала форсунок имеет наименьшее значение из трех исследуемых вариантов, то время пребывания смеси будет наибольшим, следовательно, при использовании данного варианта имеет место более эффективная стабилизация фронта пламени.

3) Результаты проведенных численных экспериментов с использованием трехмерных математических моделей в камерах сгорания, работающих на газообразном топливе, адекватно отражают физико-химические процессы нестационарного горения и могут быть рекомендованы для оптимизации геометрических и режимных параметров низкоэмиссионных камер сгорания.

4) Применение подобных математических моделей целесообразно как при создании новых образцов камер сгорания, работающих на обедненной топливо-воздушной смеси, так и при модернизации существующих камер с целью разработки конструктивных мероприятий, направленных на уменьшение вероятности возникновения режимов пульсационного горения.

Список литературы: 1. *Сербін, С. І.* Дослідження процесів нестационарного горіння в камері згорання ГТД [Текст] / С. І. Сербін, Г. Б. Мостіпаненко, А. В. Козловський // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Х.: Мадрид, 2012. – № 8. – С. 11–16. – ISSN 2078-774X. 2. *Сербін, С. І.* Числове моделювання процесів горіння в експериментальному відсіку гібридної камери згорання ГТД потужністю 25 МВт [Текст] / С. І. Сербін, Г. Б. Мостіпаненко // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2006. – № 5. – С. 59–66. 3. Arc modeling in a plasmatron channel [Text] / I. Matveev, A. Tropina, S. Serbin, V. Kostyuk // IEEE Trans. Plasma Sci. – 2008. – Vol. 36, No. 1. – P. 293–298. 4. *Matveev, I. B.* Theoretical and Experimental Investigations of the Plasma-Assisted Combustion and Reformation System [Text] / I. B. Matveev, S. I. Serbin // IEEE Transactions on Plasma Science. – 2010. – Vol. 38. – Issue 12. – P. 3306–3312. 5. Plasma Fuel Nozzle as a Prospective Way to Plasma-Assisted Combustion [Text] / I. B. Matveev, S. A. Matveeva, E. Y. Kirchuk, S. I. Serbin, V. G. Bazarov // IEEE Trans. Plasma Sci. – 2010. – Vol. 38, No. 12. – P. 3313–3318. 6. *Serbin, S. I.* Theoretical Investigations of the Working Processes in a Plasma Coal Gasification System [Text] / S. I. Serbin, I. B. Matveev // IEEE Trans. Plasma Sci. – 2010. – Vol. 38, No. 12. – P. 3300–3305. 7. *Serbin, S. I.* Investigation of the working processes in a gas turbine combustor with steam injection [Text] / S. I. Serbin, A. B. Mostipanencko, I. B. Matveev // Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference. – Honolulu, Hawaii, USA. – 2011. – AJTEC2011-44042. – P. 6–11.

Bibliography (transliterated): 1. Serbin, S. I., G. B. Mostipanencko and A. V. Kozlovsk'kyj. "Doslidzhennja procesiv nestacionarnogo gorinnja v kameri zgorjannja GTD." *Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja. Visnyk NTU "HPI"*. No. 6. Kharkiv: NTU "HPI", 2012. 11–16. ISSN 2078-774X. Print. 2. Serbin, S. I., and G. B. Mostipanencko "Chyslove modeljuvannja procesiv gorinnja v eksperymental'nomu vidsiku gibrydnoi' kamery zgorjannja GTD potuzhnistju 25 MVt." *Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja. Visnyk NTU "HPI"*. No. 5. Kharkiv: NTU «HPI», 2006. 59–66. Print. 3. Matveev I., et al. "Arc modeling in a plasmatron channel." *IEEE Trans. Plasma Sci.* 36.1 (2008): 293–298. 4. Matveev, I. B., and S. I. Serbin. "Theoretical and Experimental Investigations of the Plasma-Assisted Combustion and Reformation System." *IEEE Transactions on Plasma Science* 38.12 (2010): 3306–3312. Print. 5. Matveev, I. B., et al. "Plasma Fuel Nozzle as a Prospective Way to Plasma-Assisted Combustion." *IEEE Trans. Plasma Sci.* 38.12 (2010): 3313–3318. 6. Serbin, S. I., and I. B. Matveev. "Theoretical Investigations of the Working Processes in a Plasma Coal Gasification System." *IEEE Trans. Plasma Sci.* 38.12 (2010): 3300–3305. Print. 7. Serbin, S. I., A. B. Mostipanencko and I. B. Matveev. "Investigation of the working processes in a gas turbine combustor with steam injection." *Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference*. No. AJTEC2011-44042. Honolulu, Hawaii, USA, 2011. 6-11. Print.

Поступила (received) 18.02.2014

УДК 621.4

С. В. ЕПИФАНОВ, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. НАКУ им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков;

Ф. Ф. СИРЕНКО, ассистент НАКУ им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков;

С. И. СУХОВЕЙ, канд. техн. наук, доц.; доц. НАКУ им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АПРИОРНОЙ ИНФОРМАЦИИ ПРИ СИНТЕЗЕ МОДЕЛЕЙ ЗАПУСКА

Статья посвящена некоторым аспектам актуальной проблемы моделирования процессов, происходящих на этапе запуска газотурбинного двигателя. Такие модели необходимы для создания систем автоматического управления двигателями и тренажеров. Показано, что традиционный подход, основанный на экстраполяции характеристик узлов на область запуска, обладает существенными недостатками. Предложен альтернативный подход, при котором процесс запуска моделируется с использованием линейной динамической модели, идентифицируемой на базе упрощенной статической модели с широким применением экспериментальных и априорных знаний. Приведена структура модели запуска, которая совпадает со структурой математической модели двигателя на рабочих режимах, и ее математическая формализация. Проанализированы источники априорной информации и определено её место в формировании модели с использованием идентификации. Особое внимание в статье уделено синтезу упрощенной статической характеристики на базе априорной и экспериментальной информации.

Ключевые слова: запуск ГТД, линейная динамическая модель, упрощенная статическая модель, априорная информация, характеристики ГТД.

Введение: Использование математических моделей при проектировании и доводке систем автоматического управления (САУ) позволяет снизить долю эксперимента и стоимость разработки САУ. Для рабочих режимов (от «малого газа» до «максимала») применяются модели газотурбинных двигателей (ГТД), основанные на линеаризации нелинейных моделей, составленных из уравнений совместной работы узлов ГТД. Но применение подобных моделей для моделирования процесса запуска невозможно вследствие отсутствия характеристик узлов для этого диапазона и невозможности применения для моделирования запуска некоторых зависимостей, описывающих рабочие процессы в двигателе на рабочих режимах. Для решения данной проблемы в «ХАИ» был разработан метод моделирования запуска с применением комбинированной (линейной динамической и упрощенной статической) модели с широким использованием экспериментальных данных для её синтеза. Основной проблемой данного метода является то, что замена физически обоснованных уравнений рабочего процесса упрощенными статической и динамической характеристиками может привести к потере адекватности модели. Поэтому в данной статье обсуждаются пути решения данной проблемы, основанные на использовании при синтезе модели априорных знаний о процессах, происходящих на этапе запуска.

Структура квазилинейной динамической модели запуска

Основной задачей разрабатываемой модели является отработка алгоритмов управления процессами, происходящими на этапе запуска и процессами, которые начинаются в области запуска и завершаются в области рабочих режимов (например, запуск вспомогательной силовой установки (ВСУ), который осуществляется от остановленного состояния до режима «максимал»). Для решения поставленной задачи математическая модель должна быть:

– динамической, поскольку запуск является нестационарным процессом;

© С.В. Епифанов, Ф.Ф. Сиренко, С.И. Суховой, 2014

– интегрируемой: иметь структуру, которая позволяет совмещать её с другими моделями, используемыми при отработке САУ (например, с моделью рабочих режимов);

– адекватной: обеспечивать совпадение свойств модели и моделируемого объекта (например, инерционности роторов или величины перерегулирования параметров при резком изменении подачи топлива).

Указанным требованиям в наибольшей степени соответствует линейная динамическая модель вида

$$\begin{cases} \dot{\bar{X}} = A\Delta\bar{X} + B\Delta\bar{U}; \\ \Delta\bar{Y} = A\Delta\bar{X} + B\Delta\bar{U}. \end{cases} \quad (1)$$

Как известно, линейные модели получают путем линеаризации исходных нелинейных моделей. В случае авиационного ГТД, классическая нелинейная модель представляет собой совокупность экспериментально определённых характеристик узлов и зависимостей, связывающих параметры этих характеристик с моделируемыми параметрами.

Особенностями процесса запуска являются отсутствие характеристик узлов, необходимых для синтеза нелинейной модели.

Анализ опубликованных работ ведущих институтов и организаций по авиационному двигателестроению показывает, что разработаны методы, основанные на применении теории подобия, позволяющие проводить экстраполяцию характеристик экспериментально определенных на рабочих режимах в область запуска. Подробный обзор существующих методов приведен в [1]. Но по ряду причин (сложность при проверке качества экстраполяции, применимость методик только для отдельных узлов или типов двигателей) они не нашли широкого практического применения.

Поэтому разработка метода синтеза математической модели запуска является актуальной задачей, решение которой должно быть подчинено изложенным выше требованиям.

Предлагаемая модель имеет составную структуру. Она состоит из упрощенной статической и линейной динамической модели (рис. 1).

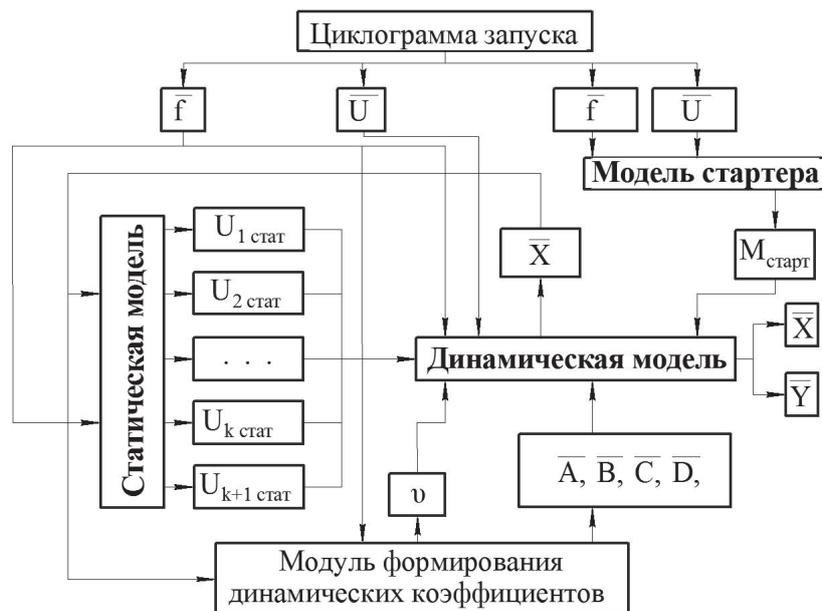


Рис. 1 – Структура математической модели запуска

Линейная динамическая модель (ЛДМ) имеет структуру, аналогичную ЛДМ рабочих режимов [2], что обеспечивает их совместную работу. ЛДМ формализуется в виде системы алгебраических и дифференциальных уравнений, состав которых зависит от состава моделируемых параметров. Рассмотрим пример модели трехвального турбовального двигателя (ТВаД):

$$\begin{cases} \dot{n}_{\text{НД}} = a_{11}\Delta n_{\text{НД}} + a_{12}\Delta n_{\text{ВД}} + a_{13}\Delta n_{\text{СТ}} + b_{11}\Delta G_{\text{T}}; \\ \dot{n}_{\text{ВД}} = a_{21}\Delta n_{\text{НД}} + a_{22}\Delta n_{\text{ВД}} + a_{23}\Delta n_{\text{СТ}} + b_{21}\Delta G_{\text{T}} + b_{24}(M_{\text{ПУ}} - M_{\text{с}}); \\ \dot{n}_{\text{СТ}} = \frac{1}{J} \frac{30}{\pi} (M_{\text{кр НД стат}} - M_{\text{потр}}); \\ \Delta p_{\text{К}} = c_{11}\Delta n_{\text{НД}} + c_{12}\Delta n_{\text{ВД}} + c_{13}\Delta n_{\text{СТ}} + d_{11}\Delta G_{\text{T}}; \\ \Delta T_{\text{T}}^* = c_{21}\Delta n_{\text{НД}} + c_{22}\Delta n_{\text{ВД}} + c_{23}\Delta n_{\text{СТ}} + d_{21}\Delta G_{\text{T}}, \end{cases} \quad (2)$$

где \dot{n}_i – скорость изменения частоты вращения ротора (индексы ВД, НД и СТ соответствуют роторам высокого, низкого давления и ротору свободной турбины); $\Delta n_i = n_i - n_{i \text{ стат}}$ – разность между текущим и статическим значениями частоты вращения; $\Delta G_{\text{T}} = G_{\text{T}} - G_{\text{T стат}}$ – разность между текущим и статическим значениями расхода топлива; $M_{\text{ПУ}}$ – крутящий момент пускового устройства (ПУ), приведенный к ротору высокого давления (ВД); $M_{\text{с}}$ – момент сопротивления ускорению ротора ВД; $M_{\text{кр НД стат}}$ – крутящий момент свободной турбины; $M_{\text{потр}}$ – крутящий момент потребителя; $p_{\text{К}}$ – давление за компрессором (К); T_{T}^* – температура за турбиной; $a_{ij} \dots d_{ij}$ – коэффициенты матриц ЛДМ.

Упрощенная статическая характеристика представляет собой совокупность прямых зависимостей между параметрами-аргументами модели и моделируемыми параметрами. Эти зависимости идентифицируются по экспериментальным данным.

Применение упрощенной статической характеристики и линеаризация динамической модели приводят к возможному появлению неадекватных результатов при настройке модели. Поэтому особо важную роль в идентификации играет информация, содержащаяся в экспериментальных данных, и априорные знания об объекте, систематизация и использование которых являются **основной целью исследования**.

Априорная информация и её место в синтезе упрощенной статической характеристики

Все зависимости упрощенной статической характеристики могут быть разделены на 3 группы:

- зависимости, для которых характерна малая степень влияния турбины среднего давления и свободной турбины;
- зависимость температуры газа;
- зависимость крутящего момента свободной турбины.

Зависимости первой группы нелинейны и формализуются в виде трех участков, сопряженных по условию неразрывности и равенства производной в точке перехода от одного участка к другому [3].

$$k(Q_i)_1 + (U_i)_0 = a_0 + a_1(Q_i)_1 + a_2(Q_i)_1^2; \quad k = a_1 + 2a_2(Q_i)_1;$$

$$(U_i)_{\text{МГ}} = a_0 + a_1(Q_i)_{\text{МГ}} + a_2(Q_i)_{\text{МГ}}^2; \quad (\dot{U}_i)_{\text{МГ}} = a_1 + 2a_2(Q_i)_{\text{МГ}},$$

где k – тангенс угла наклона линейного участка зависимости; Q_i – значение i -го параметра–аргумента, U_i – значение i -го параметра модели; a_2, a_1, a_0 – подлежащие определению коэффициенты полинома, индексы 0, 1 и МГ соответствуют значениям в точках $Q_i = 0$, в точке перехода от линейного участка к нелинейному и в точке малого газа.

Задача идентификации сводится к определению всех неизвестных ($(Q_i)_1, a_0, a_1, a_2$) в системе уравнений с использованием следующих априорных знаний:

1) Известны значения моделируемых параметров остановленного двигателя при нулевых значениях режимного параметра ($(U_i)_0$). Исходные значения моделируемых и режимных параметров представлены в приведенных координатах, которые зависят от параметров воздуха на входе в двигатель и для стандартных атмосферных условий принимаются равными $n_{i \text{ пр}} = 0$ об/мин (где i – каскад высокого и низкого давления), $T_{i \text{ пр}}^* = 288,15$ К (где i – сечение за компрессором или сечение турбины в котором установлена термopара), $p_{\text{К пр}} = 101,3$ кПа, $M_{\text{потр пр}} = 0$ Н·м (индекс «пр» обозначает, что параметр приведен к параметрам стандартной атмосферы на входе в двигатель).

2) Известны значения указанных выше моделируемых параметров на режиме «малый газ» ($(U_i)_{\text{МГ}}, (Q_i)_{\text{МГ}}$), которые могут быть получены с помощью математической модели рабочих режимов либо экспериментально (путем специального анализа экспериментальной информации).

3) В точке «малого газа» протекание характеристик неизменно, поэтому известны значения производных моделируемых параметров по режимному параметру в точке «малого газа» $(\dot{U}_i)_{\text{МГ}} = \frac{\Delta(U_i)_{\text{МГ}}}{\Delta(Q_i)_{\text{МГ}}}$, которые определяются с применением математической модели работы двигателя на режимах выше режима «малого газа».

4) Известен характер зависимостей некоторых моделируемых параметров от режимных параметров. Так, расход воздуха через двигатель, давление за компрессором и момент сопротивления ускорению ротора высокого давления пропорциональны квадрату, а мощность – кубу частоты вращения соответствующего ротора.

5) Известно, что функции, описывающие зависимости моделируемых параметров (кроме температуры газа) от параметров режима, не имеют экстремумов в диапазоне $[(Q_i)_0 \dots (Q_i)_{\text{МГ}}]$.

Дополнительные данные для синтеза упрощенной статической модели турбовального двигателя могут быть получены, если при стендовых испытаниях ТВаД нагрузка, создаваемая гидротормозом, меньше, чем нагрузка, создаваемая несущим винтом или трансмиссией вертолета на режиме «малого газа» (рис. 2). Это позволяет выявить и нанести на упрощенную статическую характеристику дополнительные точки.

Рассмотрим алгоритм выявления этих точек для представленного на рис. 2 запуска при атмосферных условиях, отличных от стандартных:

1) Рассмотрение экспериментальной записи (рис. 2) показывает, что частота вращения ротора газогенератора возрастает с увеличением расхода топлива до момента, когда двигатель выходит на установившийся режим. Частота вращения ротора газогенератора на установившемся режиме составляет 85 %, а расход топлива – 80 % от соответствующих значений на режиме «малый газ».

2) Полученные значения параметров на установившемся режиме должны быть приведены к стандартным атмосферным условиям с использованием формул приведения [4].

3) Полученную точку с координатами $(n_{ВД пр}, G_{Т пр})$ необходимо нанести на характеристику $G_{Т стат пр} = f(n_{ВД пр})$.

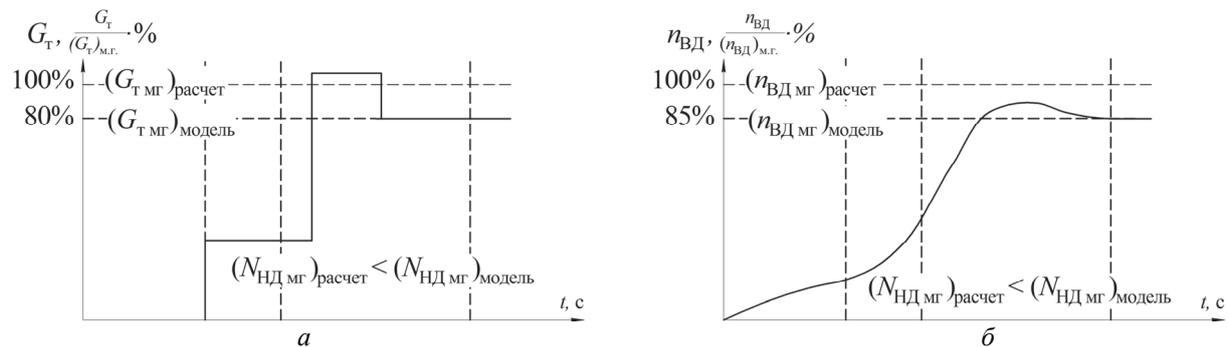


Рис. 2 – Профиль запуска для параметров G_T а и $n_{ВД}$ б

Приведенный алгоритм следует повторить для всех имеющихся запусков, что позволит получить дополнительные точки для максимально качественной настройки статической характеристики.

Зависимость температуры газа имеет структуру, отличную от зависимостей рассмотренной выше первой группы параметров. Это связано с характером поведения температуры газа на запуске. Так, априорно известно, что на режимах ниже режима «малого газа» температура сначала уменьшается с уменьшением режима, а затем начинается её интенсивный рост. Это связано с интенсивным уменьшением расхода воздуха через двигатель при более медленном уменьшении расхода топлива.

Эти априорные знания упрощают структурную идентификацию модели [3]. В разработанном методе изменение статического значения температуры моделируется следующей зависимостью

$$T_{Т стат пр} = T_{К стат пр} + K_T \eta_{Г} \frac{G_{Т стат пр} H_u}{G_{В стат пр} C_p}. \quad (3)$$

Параметрическая идентификация этой зависимости выполняется исходя из следующей априорной информации:

– аналогично зависимостям первой группы, в точке «малого газа» значения температуры газа и производной температуры газа по режимному параметру, рассчитанные по моделям запуска и рабочих режимов, известны и равны между собой;

– с достаточной степенью точности можно принять, что коэффициент полноты сгорания изменяется в зависимости от режимного параметра линейно, принимая значения 0,5 при розжиге камеры сгорания и $\eta_{Г мг}$ на режиме «малый газ».

Зависимость крутящего момента свободной турбины (СТ) от режимных параметров имеет другую математическую форму, что вызвано необходимостью

моделирования различных потребителей мощности (гидротормоза, несущего винта вертолета, генератора). Поэтому для её построения использован другой подход.

В отличие от зависимостей первых двух групп, при построении зависимости крутящего момента СТ невозможно пренебречь влиянием частоты вращения СТ. Поэтому зависимость крутящего момента СТ – функция двух аргументов: $n_{ВД\text{ пр}}$ и $n_{СТ\text{ пр}}$. Построение этой зависимости основывается на применении математической модели двигателя на рабочих режимах, а также априорного знания о линейном характере зависимости $M_{кр\text{ СТ пр}} = f(n_{СТ\text{ пр}})$ для различных $n_{ВД\text{ пр}} = \text{const}$.

Модель формализуется в виде следующего уравнения:

$$\frac{M_{кр\text{ СТ пр } i} + \alpha n_{СТ\text{ пр } i}}{M_{кр\text{ СТ пр мг}} + \alpha n_{СТ\text{ пр мг}}} = \left(\frac{n_{ВД\text{ пр } i}}{n_{ВД\text{ пр мг}}} \right)^k, \quad (4)$$

где k – показатель, характеризующий положение ветки $M_{кр\text{ СТ пр } i} = f(n_{СТ\text{ пр } i})$ относительно ветки «малый газ».

Априорная информация и её место при синтезе динамической характеристики

Проанализировав структуру ЛДМ, можно сделать вывод, что задача её идентификации сводится к задаче определения зависимости, описывающей изменение коэффициентов ЛДМ и момента сопротивления раскрутке ротора от режима работы двигателя.

Рассмотрим априорную информацию о моменте сопротивления раскрутке ротора, которая может быть использована для синтеза зависимости $M_c = f(n_{ВД\text{ пр}})$.

1) В начале раскрутки ротора нет подачи топлива и нет газодинамических сил в проточной части. Поэтому динамика ротора описывается уравнением

$$J \frac{d\omega_{ВД}}{dt} = M_{ПУ} - M_{стр}, \quad (5)$$

где $M_{стр}$ – момент сопротивления при страгивании ротора,

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\pi}{30} \frac{dn}{dt}.$$

Определив $M_{ПУ}(n=0)$ из характеристики стартера и $\frac{dn}{dt}$ из экспериментальных данных, можно найти $M_{стр}$

$$M_{стр} = M_{ПУ} - \frac{\pi J}{30} \frac{dn}{dt}. \quad (6)$$

2) Из экспериментальных данных можно определить частоту вращения ускоряемого ротора $n_{ХП}$ на режиме, который устанавливается в конце холодной прокрутки (ХП).

Динамика ротора на режиме холодной прокрутки может быть описана следующим уравнением

$$\frac{\pi J}{30} \frac{dn_{ВД}}{dt} = M_{ПУ}(n) - M_{стр}(n). \quad (7)$$

Как правило, в конце холодной прокрутки наступает состояние, когда $\frac{dn}{dt} = 0$, при этом $M_{\text{ПУ}}(n_{\text{ХП}}) = M_c(n_{\text{ХП}})$. Таким образом можно определить $M_c(n_{\text{ХП}})$.

1) На режиме «малого газа» $M_T = M_c$. Численные значения M_T могут быть рассчитаны с помощью модели рабочих режимов.

2) Используя априорную информацию, полученную из предыдущих пунктов, можно определить изменение момента сопротивления раскрутке во всем диапазоне запуска. Полагая, что момент сопротивления страгиванию постоянен, можно считать, что сопротивление вращению состоит из двух составляющих: постоянной и переменной по режиму.

Постоянная составляющая определяется той частью сил трения в опорах, которая связана с весом ротора. Переменная составляющая определяется:

- аэродинамическим сопротивлением элементов ротора;
- дополнительными силами трения в опорах, обусловленными центробежной силой;
- дополнительными силами трения, связанными с наличием масла в опорах.

Известно, что сила аэродинамического сопротивления пропорциональна квадрату частоты вращения. Сила трения пропорциональна центробежной силе, которая, в свою очередь, пропорциональна квадрату частоты вращения. Сила вязкого сопротивления масла также пропорциональна квадрату скорости. Поэтому можно считать, что суммарная сила сопротивления пропорциональна квадрату частоты вращения.

Таким образом, использование априорной информации упрощает структурную идентификацию и позволяет провести параметрическую идентификацию с использованием следующей структуры

$$M_c(n) = M_c(n=0) + Cn^2. \quad (8)$$

Характеристика момента сопротивления будет иметь вид, показанный на рис. 3.

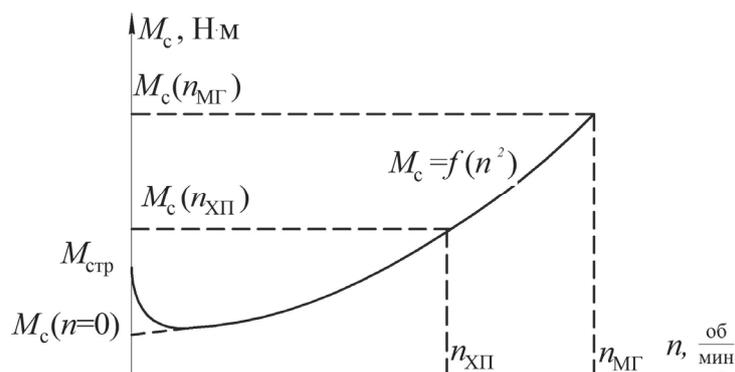


Рис. 3 – Характеристика изменения момента сопротивления раскрутке

Как уже упоминалось, коэффициенты ЛДМ не имеют явного физического смысла. Однако существует априорная информация, позволяющая избежать грубых ошибок при идентификации коэффициентов ЛДМ по экспериментальным данным.

Так, априорно известно, что взаимное влияние роторов в области запуска определяется в основном горячей частью двигателя и распространяется «по потоку» (т.е. ротор высокого давления влияет на ротор низкого давления и ротор свободной турбины, ротор среднего давления влияет на ротор свободной турбины). Это позволяет

сократить количество искомым коэффициентов. Система уравнений (2) преобразуется к следующему виду:

$$\begin{cases} \dot{n}_{\text{НД}} = a_{11}\Delta n_{\text{НД}} + b_{11}\Delta G_{\text{T}}; \\ \dot{n}_{\text{ВД}} = b_{21}\Delta G_{\text{T}} + b_{24}(M_{\text{ПУ}} - M_{\text{с}}); \\ \dot{n}_{\text{СТ}} = \frac{1}{J} \frac{30}{\pi} (M_{\text{кр НД стат}} - M_{\text{потр}}); \\ \Delta p_{\text{К}} = d_{11}\Delta G_{\text{T}}; \\ \Delta T_{\text{T}}^* = d_{21}\Delta G_{\text{T}}, \end{cases} \quad (9)$$

Априорно известно, что коэффициент b_{24} постоянен (см. уравнение (7)) и не зависит от типа применяемого пускового устройства, поэтому

$$b_{24} = \frac{30}{\pi J}. \quad (10)$$

Характер изменения коэффициентов a_{11} , b_{11} может быть определен из априорных знаний. Рассмотрим уравнение

$$T_{\text{НД}} \frac{dn_{\text{НД}}}{dt} + \Delta n_{\text{НД}} = K_{G \text{ НД}} \Delta G_{\text{T}}. \quad (11)$$

Преобразуем его к виду

$$\frac{dn_{\text{НД}}}{dt} = -\frac{1}{T_{\text{НД}}} \Delta n_{\text{НД}} + \frac{1}{T_{\text{НД}}} K_{G \text{ НД}} \Delta G_{\text{T}}, \quad (12)$$

где
$$b_{11} = \frac{1}{T_{\text{НД}}} K_{G \text{ НД}}; \quad a_{11} = -\frac{1}{T_{\text{НД}}}.$$

Априорно известно, что при малых значениях частоты вращения ротор является неустойчивым, поэтому значение постоянной времени $T_{\text{НД}}$ – отрицательное. Физически это можно объяснить тем, что турбина в этой области режимов работает неэффективно, и угол наклона моментной характеристики турбины (зависимости момента от частоты вращения при постоянном расходе топлива) больше, чем угол наклона моментной характеристики компрессора. При возрастании частоты вращения ротора значение постоянной времени уменьшается до того режима, при котором угол наклона моментной характеристики компрессора станет равен углу наклона моментной характеристики турбины ($\partial M_{\text{К}}/\partial n_{\text{НД}} = \partial M_{\text{T}}/\partial n_{\text{НД}}$). В этой точке функция зависимости постоянной времени от частоты вращения ротора претерпевает разрыв

$$\left(T = \frac{\frac{\pi}{30} J}{\frac{\partial M_{\text{К}}}{\partial n_{\text{НД}}} - \frac{\partial M_{\text{T}}}{\partial n_{\text{НД}}}} = \infty \right).$$

При дальнейшем увеличении частоты вращения постоянная времени уменьшается от бесконечности до значения на режиме «малый газ» (см. рис. 4).

Приведенные рассуждения также справедливы для коэффициента b_{21} .

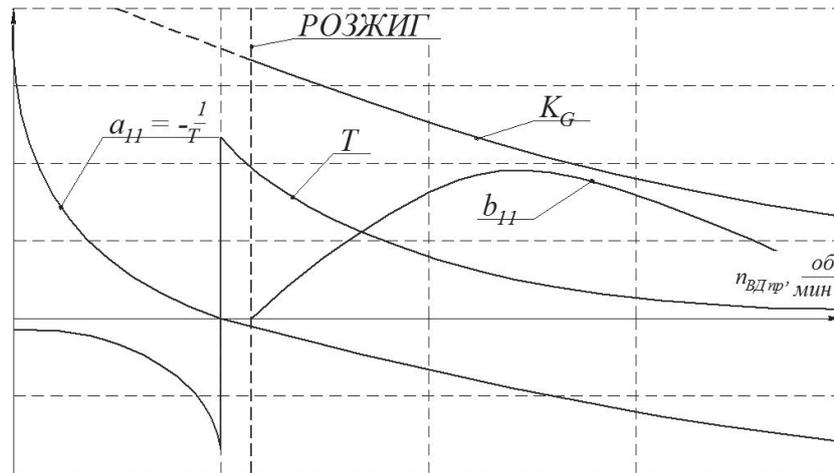


Рис. 4 – Зависимости $T_{НД} = f(n_{ВДпр})$, $a_{11} = f(n_{ВДпр})$, $b_{11} = f(n_{ВДпр})$, $K_{ГНД} = f(n_{ВДпр})$

Коэффициент $K_{ГНД}$ имеет физический смысл (он характеризует наклон дроссельной характеристики), поэтому характер его изменения известен априорно. Зависимости коэффициентов ЛДМ ротора низкого давления от частоты вращения ротора низкого давления приведены на рис. 4.

Выводы: В работе приведен обзор и структурирование априорной информации, которая может быть использована при синтезе моделей запуска авиационных ГТД. В наибольшей степени эта информация может быть использована при моделировании запуска по методу, описанному в [3]. Продолжение исследований авторы видят в анализе априорной информации о процессах запуска в полете и исследовании влияния механизации компрессора на рабочие процессы в авиационных ГТД.

Список литературы: 1. Епифанов, С. В. Анализ методик синтеза математических моделей газотурбинных двигателей на этапе запуска [Текст] / С. В. Епифанов, Ф. Ф. Сиренко, И. И. Головин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – № 10/46. – С. 128–135. – ISSN 1727-7337. 2. Епифанов, С. В. Моделирование динамики турбовального двигателя в составе силовой установки летательного аппарата [Текст] / С. В. Епифанов, Р. Л. Зеленский // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – № 10/57. – С. 156–161. 3. Епифанов, С. В. Создание быстросчетной математической модели турбовального двигателя на этапе запуска для решения задач синтеза систем автоматического управления [Текст] / С. В. Епифанов, Ф. Ф. Сиренко, С. И. Суховой, Р. Л. Зеленский // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 9/96. – С. 234–242. – ISSN 1727-7337. 4. Любомудров, Ю. В. Применение теории подобия при проектировании систем управления газотурбинных двигателей [Текст]: моногр. / Ю. В. Любомудров. – М.: Машиностроение, 1971. – 200 с.

Bibliography (transliterated): 1. Epifanov, S. V., F. F. Sirenko and I. I. Golovin. "Analiz metodik sinteza matematicheskikh modelej gazoturbinyh dvigatelej na jetape zapuska." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 10/46 (2013): 128–135. ISSN 1727-7337. Print. 2. Epifanov, S. V., and R. L. Zelenskij. "Modelirovanie dinamiki turboval'nogo dvigatelja v sostave silovoj ustanovki letatel'nogo apparata." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 10/57 (2008): 156–161. Print. 3. Epifanov, S. V., et al. "Sozdanie bystroschetnoj matematicheskoi modeli turboval'nogo dvigatelja na jetape zapuska dlja reshenija zadach sinteza sistem avtomaticheskogo upravlenija." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 9/96 (2012): 234–242. ISSN 1727-7337. Print. 4. Ljubomudrov, Ju. V. *Primenenie teorii podobija pri proektirovanii sistem upravlenija gazoturbinyh dvigatelej*. – Moscow: Mashinostroenie, 1971. Print.

Поступила (received) 06.01.2014

УДК 621.183

М. Г. УХАНОВА, инженер 1 кат. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
Н. Н. ТРИФОНОВ, канд. техн. наук, доц.; зав. лаб. ОАО «НПО ЦКТИ»,
Санкт-Петербург, Россия;
Ф. А. СВЯТКИН, инженер-конструктор 1 кат. ОАО «НПО ЦКТИ»,
Санкт-Петербург, Россия;
С. Б. ЕСИН, инженер-конструктор 1 кат. ОАО «НПО ЦКТИ»,
Санкт-Петербург, Россия;
Е. Б. ГРИГОРЬЕВА, инженер-конструктор 3 кат. ОАО «НПО ЦКТИ»,
Санкт-Петербург, Россия

ОСОБЕННОСТИ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ, РАБОТАЮЩИХ НА ВСКИПАЮЩЕЙ ВОДЕ, ДЛЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ АЭС

В статье приведено описание предложенной ОАО «НПО ЦКТИ» методики расчета клапанов, регулирующих уровень в теплообменных аппаратах, и её особенности. Приведено описание предложенных конструкций новых регулирующих клапанов в сравнении с эксплуатируемыми в настоящее время, а также результаты расчетов технических характеристик клапанов и их влияние на работу подогревателей высокого давления камерного типа.

Ключевые слова: регулирующий клапан, подогреватель высокого давления, АЭС, методика расчета, дросселирование, вскипание.

Введение

Регулирующие клапаны (РК) подогревателей системы регенерации предназначены для регулирования уровня конденсата греющего пара в паровом пространстве корпуса подогревателей высокого давления (ПВД) путем частичного открытия или закрытия клапана в статических и динамических режимах работы турбоустановки.

Основанием для конструирования регулирующих клапанов служат данные гидравлического расчета. РК подогревателей высокого давления предназначены для регулирования уровня конденсата греющего пара в паровом пространстве корпуса ПВД путем открытия или закрытия клапана.

Особенностью РК является работа на вскипающем потоке, что приводит к интенсивному эрозионному износу проточной части и корпуса клапана, а также сопровождается кавитацией, шумом, вибрацией, которые снижают долговечность и надежность арматуры.

Анализ основных достижений и литературы

Для предотвращения вышеуказанных недостатков предложено двухступенчатое дросселирование вскипающего потока в конструкции РК: в первой ступени дросселируется переохлажденный конденсат – однофазная среда, а во второй – двухфазный поток. Следовательно, гидравлический расчет РК должен проводиться отдельно для каждой ступени.

Для однофазной среды в основе гидравлического расчета РК лежит уравнение расхода несжимаемой жидкости [1]

$$G = \mu F \sqrt{2g\Delta P\rho}, \quad (1)$$

© М.Г. Уханова, Н.Н. Трифонов, Ф.А. Святкин, С.Б. Есин, Е.Б. Григорьева, 2014

где μ – коэффициент расхода; F – площадь проходного сечения клапана; ΔP – перепад давлений; g – ускорение свободного падения; ρ – плотность среды.

Для двухфазной среды формула для вычисления расхода выглядит иначе [1]

$$G = \mu F \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1 \rho_1 \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)}, \quad (2)$$

где k – показатель адиабаты; ε – отношение давлений.

Цель исследования, постановка задачи

Особенностью расчета расхода двухфазной среды является вычисление показателя адиабаты. На сегодняшний день существуют различные уравнения для определения k двухфазной смеси [1–5]. К настоящему моменту отсутствуют экспериментальные данные о достоверности этих уравнений при параметрах работы РК ПВД. ОАО «НПО ЦКТИ» предложена методика, использующая все уравнения для вычисления показателя адиабаты двухфазного потока, и из полученных значений выбирается наихудшее для данных условий эксплуатации, по которому и ведется дальнейший расчет.

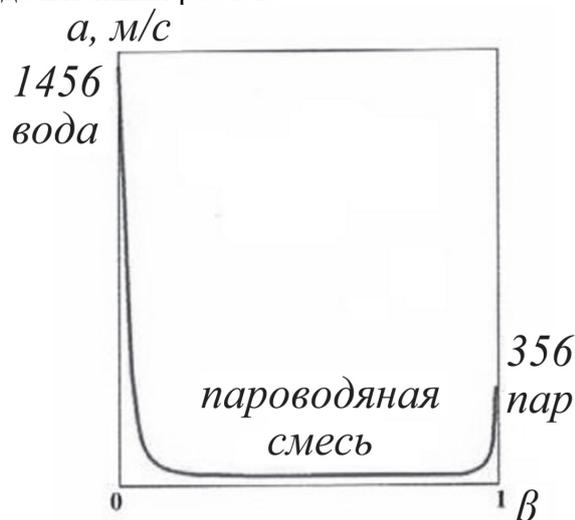


Рис. 1 – Зависимость скорости звука от объемного соотношения фаз в смеси

Скорость двухфазного потока в клапане может достигать локальной скорости звука, которая зависит от объемного соотношения фаз в смеси, β , и может достигать 10–20 м/с (рис. 1) [2], при этом наступает критическое истечение. Из термодинамики известно, что при критическом истечении невозможно регулировать расход [1].

Поэтому в заключение расчета обязательно проводится проверка второй ступени РК на отсутствие критического истечения. Если же оно присутствует, то необходимо выполнить перераспределение давления на ступенях клапана.

Материалы исследования

Необходимым условием устойчивого поддержания уровня среды в теплообменном аппарате в статических и динамических режимах работы является линейная зависимость угла поворота золотника, φ , или хода штока, h , от расхода. В зависимости от режима работы клапана строится график функции изменения расхода, коэффициента расхода и перепада давлений на клапане от угла поворота или хода штока, характерный вид которого представлен на рис. 2.

Для получения линейной характеристики величина площади проходного сечения клапана разбивается на n элементов в зависимости от угла поворота или хода штока, для каждого участка. С помощью графика определяем площадь и строим профиль проходного сечения первой ступени дросселя РК. Таким образом, обеспечивается линейная характеристика клапана.

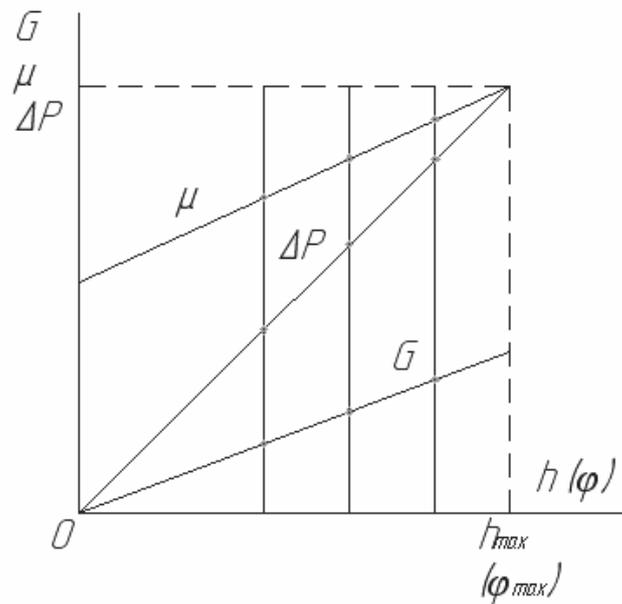


Рис. 2 – График функции изменения расхода, коэффициента расхода и перепада давлений на клапане от угла поворота

Вторая ступень дросселирования в РК рассчитывается с учетом вскипания потока.

Результаты исследования

ОАО «НПО ЦКТИ» разработаны РК поворотного типа для вскипающей воды (рис. 3) [6]. РК конструктивно выполнены в виде тройника с патрубками подвода и отвода воды и крышкой, на которой установлен привод оборотного типа. В корпусе расположена гильза из коррозионно-стойкой стали, внутри гильзы – золотник. В цилиндре золотника выполнены два окна, направленных друг против друга так, что при повороте золотника площади окон увеличиваются или уменьшаются одновременно. Для исключения эрозии в клапане золотник снабжён специальным кольцом.

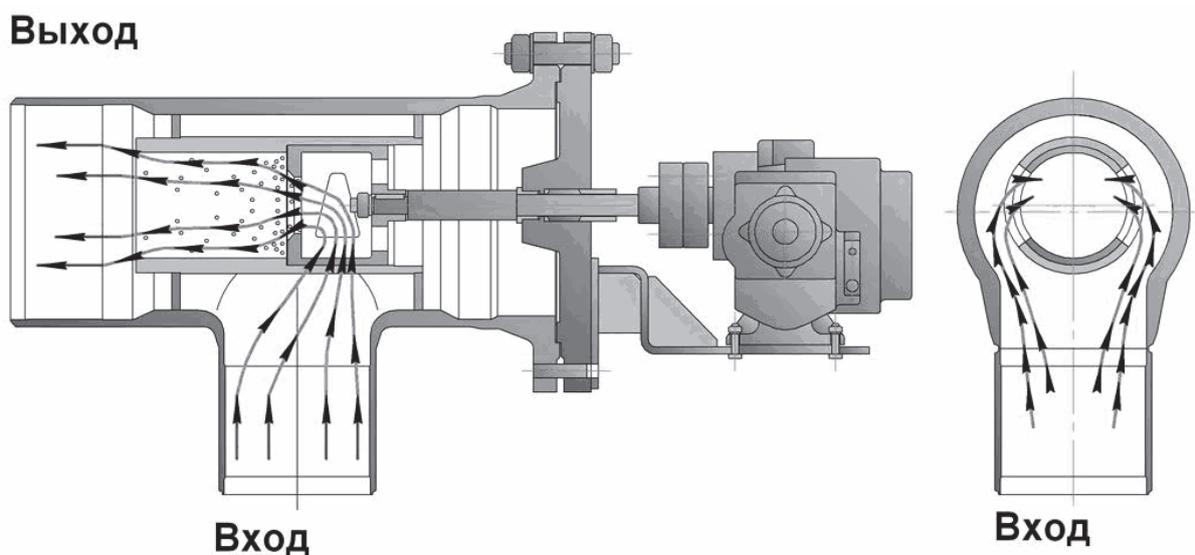


Рис. 3 – РК поворотного типа для ПВД

Опыт эксплуатации и проведенные испытания двенадцати таких клапанов на блоках 1 и 2 Тяньваньской АЭС (Китай), а также АЭС «Бушер» (Иран) подтвердили хорошее качество регулирования в статических и динамических режимах работы блока, что обеспечивает удержание уровня в диапазоне ± 100 мм. Регулировочная характеристика близка к линейной в диапазоне от 5 до 100 %. Осмотр оборудования после 4 лет эксплуатации не выявил эрозионного износа элементов проточной части клапанов. Обнаруженные задиры в золотнике клапана при пуско-наладочных работах были устранены при плановом осмотре. Даны рекомендации по их исключению.

С целью исключения задиrow и увеличенных зазоров в золотниках ОАО «НПО ЦКТИ» разработаны РК седельного типа для вскипающей воды со встроенным прямоходным электроприводом, с линейной регулировочной характеристикой. Это обеспечивает высокое качество регулирования и надежность.

Клапаны конструктивно выполнены в виде тройника с патрубками подвода и отвода воды и крышкой, которая при помощи фланцевого разъема соединена с корпусом (рис. 4).

Выход

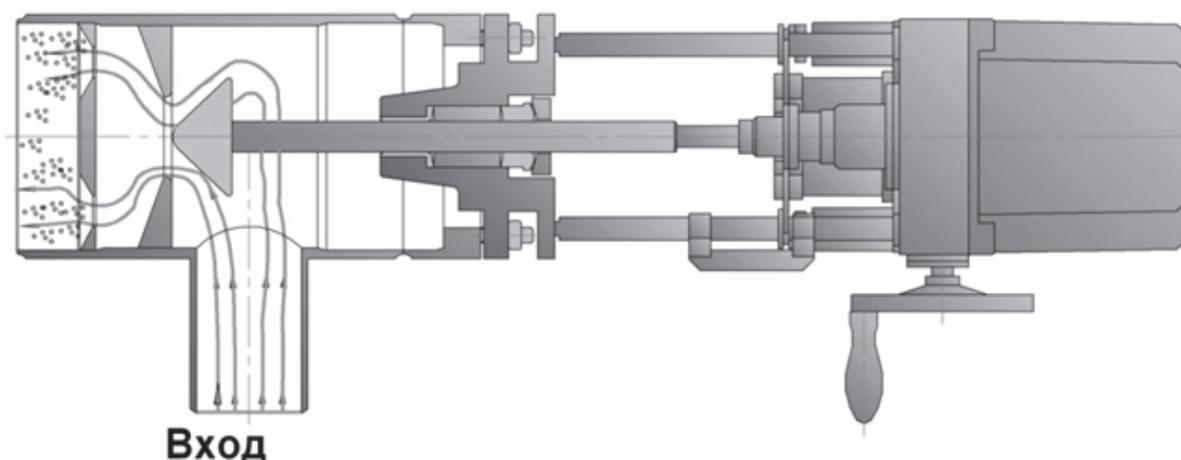


Рис. 4 – РК седельного типа для ПВД

В корпусе клапана расположен регулирующий орган, который состоит из штока с профилированным плунжером.

Клапан управляется встроенным электроприводом. При поступательном движении штока изменяется зазор между седлом и профилированным концом штока (площадь проходного сечения клапана), в результате чего происходит регулирование расхода среды через клапан.

Основная часть перепада давления клапана срабатывается на узле «седло-профилированный плунжер».

Для исключения эрозии в выходном сечении клапана установлено специальное кольцо из коррозионно-стойкой стали с одним или несколькими отверстиями – дроссельное устройство. Это позволяет перенести процесс вскипания на выход из клапана за счет перераспределения перепада давления в клапане и уменьшает скорость потока в рабочем узле.

Выводы

1) Клапаны, регулирующие расход среды, близкой к состоянию насыщения, следует рассчитывать по методике двухступенчатого дросселирования для исключения вскипания среды в регулирующем органе с последующим эрозионным износом проточной части регулирующего клапана.

2) Во избежание запираания потока в регулирующем органе необходимо выполнять проверку результатов расчета регулирующего клапана на попадание в зону критического истечения вскипающего потока.

Список литературы: 1. Благов, Э. Е. Дроссельно-регулирующая арматура в энергетике [Текст] / Э. Е. Благов, Б. Я. Ивницкий. – М.: Энергия, 1974. – 264 с. 2. Фисенко, В. В. Критические двухфазные потоки [Текст] / В. В. Фисенко. – М.: Атомиздат, 1978. – 160 с. 3. Белоконь, Н. И. Термодинамика [Текст] / Н. И. Белоконь. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1954. – 416 с. 4. Новиков, И. И. Показатель адиабаты насыщенного и влажного пара [Текст] / И. И. Новиков // Докл. АН СССР. Новая сер. – 1948. – Т. 59, № 8. – С. 1425. 5. Сычев, В. В. Новое уравнение для показателя адиабаты влажного пара [Текст] / В. В. Сычев // Теплоэнергетика. – 1961. – № 3. – С. 67. 6. Пат. № 2179330 Российская Федерация, МПК G05D7/00. Регулирующий клапан / Трифонов Н. Н., Лысенкова Н. Ю., Коваленко Е. В., Крючкова И. В.; Заявитель и патентообладатель НПО ЦКТИ. – № 96105876/09; заявл. 28.03.1996; опубл. 10.02.2002, Бюл. № 4. – 5 с.

Bibliography (transliterated): 1. Blagov, Je. E., and B. Ja. Ivnickij. *Drossel'no-regulirujushhaja armatura v jenergetike*. Moscow: Jenergija, 1974. Print. 2. Fisenko, V. V. *Kriticheskie dvuhfaznye potoki*. Moscow: Atomizdat, 1978. Print. 3. Belokon', N. I. *Termodinamika*. – Moscow: Gosjenergoizdat, 1954. Print. 4. Novikov, I. I. "Pokazatel' adiabaty nasyshhenного i vlazhnogo para." *Dokl. AN SSSR. Novaja ser.* 59.8 (1948): 1425. Print. 5. Sychev, V. V. "Novoe uravnenie dlja pokazatelja adiabaty vlazhnogo para." *Teplojenergetika* 3 (1961): 67. Print. 6. Trifonov, N. N., et al. "Regulirujushhij klapан." Ru Patent 2179330 (MPK G05D7/00) 10 February 2002.

Поступила (received) 17.02.14

УДК 621.438.2

С. М. ВАНЕЕВ, канд. техн. наук, доц.; доц. СумГУ, Сумы;

В. В. ГЕТАЛО, аспірант СумГУ, Сумы;

С. К. КОРОЛЕВ, с.н.с. ПАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе», Сумы

ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА FLOWVISION НРС ПРИ РАСЧЕТЕ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ

Утилизация энергии сжатых газов является перспективным и важным направлением при решении проблемы энергосбережения в современном мире. Турбогенераторные установки на базе струйно-реактивной турбины могут использоваться для утилизации энергии сжатых газов, например, на газораспределительных станциях. Данная статья посвящена расчету течения газа и построению характеристик струйно-реактивной турбины с помощью программного комплекса *FlowVision*, а также сравнению полученных результатов с результатами обработанных экспериментальных данных.

Ключевые слова: струйно-реактивная турбина, численное моделирование, крутящий момент, мощность, КПД.

Введение

Согласно многочисленным исследованиям в ближайшие десятилетия будет наблюдаться резкое возрастание роли природного газа в энергетике многих стран. Несмотря на активную политику энергосбережения, реализуемую в мире, особенно в развитых странах, рост потребления энергоресурсов продолжается, поскольку научно-технический прогресс неизбежен.

Одним из важных направлений энергосбережения в газовой промышленности является снижение потребления топлива и энергии за счет внедрения последних достижений науки и техники на существующих и проектируемых объектах энергетике, промышленности, транспорта и их инфраструктуры. В частности, снижение давления газа обычно производится в дросселирующих устройствах различных типов, в которых энергия избыточного давления газа безвозвратно теряется. Учитывая потребляемое количество природного газа в нашей стране, при подобном дросселировании потери энергии могут составить многие десятки миллиардов киловатт-часов в год.

Во многих странах в настоящее время уделяется значительное внимание полезному использованию энергии избыточного давления природного газа, разработке и внедрению соответствующих установок. Такими установками на практике в подавляющем большинстве являются турбодетандеры.

Главная проблема при внедрении турбодетандеров заключается в турбине, которая должна быть проста по конструкции с возможностью освоения обычным производством, надежна в эксплуатации, не требует сложных вспомогательных систем, включая систему подготовки газа перед турбиной, т.е. быть устойчивой к эрозионному износу, загибанию и обледенению. Ведь высокая стоимость турбодетандерных агрегатов ТДА на основе классических лопаточных турбин и сравнительная сложность их эксплуатации и ремонта, связаны именно с турбиной. Сложная и дорогая турбина требует соответствующих сложных вспомогательных систем, обеспечивающих её надежную работу и требуемый ресурс: принудительная система смазки опор ротора и передаточных муфт; система концевых уплотнений вала ротора; система автоматического управления и регулирования, система контроля и аварийных защит и, желательно, технического диагностирования; система подготовки

© С.М. Ванеев, В.В. Гетало, С.К. Королев, 2014

газа перед турбиною (очистки, осушки, подогрева), т.к. лопаточные аппараты и уплотнения турбины подвержены загрязнению, эрозионному износу, загидрачиванию и обледенению.

С учетом изложенных аспектов предложено, в качестве альтернативы лопаточным турбинам, использовать для малых ТДА безлопаточную струйно-реактивную турбину (СРТ) в диапазоне мощностей от 50 до 700 кВт. СРТ предельно проста по конструкции и может быть освоена любым производством, в том числе малыми предприятиями.

Конструктивно СРТ очень проста (рис. 1). Она содержит ротор, состоящий из полого вала и рабочего колеса, выполненного в виде одной, двух или более радиальных сопловых трубок, консольно закрепленных (приваренных) на валу, на свободном конце которых имеются тангенциально направленные тяговые сопла (ТС). Полости вала и сопловых трубок соединены и образуют непрерывный газовый тракт от торцевого входа в осевой канал вала до ТС. Подвод газа в рабочее колесо осуществляется через осевой зазор с эффектом запирания сверхзвуковой струей, т.е. без использования уплотнения.

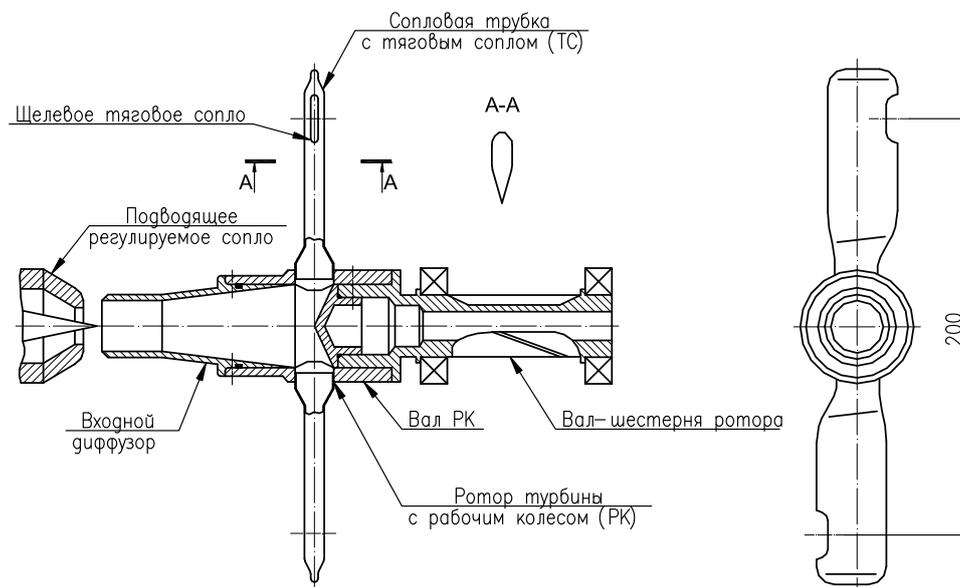


Рис. 1 – Конструктивная схема СРТ

Анализ основных достижений и литературы

Прообразом струйно-реактивной турбины является изобретенное венгерским ученым Сегнером турбинное колесо, названное в его честь. Теория СРТ (сегнерова колеса) рассмотрена в ряде работ [1–4]. Однако, на сегодняшний день, в эпоху информационных технологий, не исследованы рабочие характеристики турбины с помощью программно-вычислительных комплексов.

В последних публикациях [5] исследована проблема волнового кризиса на консолях ротора турбины и предложены рекомендации по исключению работы СРТ в зоне волнового кризиса. Данные исследования проводились с помощью только физического эксперимента. В работах [6, 7] выполнено моделирование и расчет течения газа в проточной части СРТ на пусковом режиме работы с помощью программного комплекса *FlowVision*. В статье [8] исследовано течение газа в проточной части СРТ (без учета сопротивления вращению ротора в среде вязкого газа) с построением зависимости крутящего момента турбины от частоты вращения ротора и

проведено сравнение полученных результатов с результатами расчета по одномерной теории.

В настоящее время остается открытым вопрос моделирования вращения ротора в среде вязкого газа с построением характеристик турбины.

Цель исследования и постановка задачи

Целью данной работы является отладка методики расчета и исследование течения газа в СРТ с помощью программно-вычислительного комплекса *FlowVision* НРС (*FV*), а также сравнение с результатами обработанных экспериментальных данных. Для выполнения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать трехмерные модели проточной части корпуса и ротора СРТ;
- выполнить расчет течения газа с помощью программного комплекса *FlowVision* НРС;
- на основании полученных результатов провести сравнительный анализ с результатами физического эксперимента и сделать необходимые выводы.

Материалы исследования

Натурные трехмерные модели созданы в среде *SolidWorks*. Модели состоят из ротора турбины и проточной части корпуса по отдельности, для использования модуля подвижного тела *FV*. Модуль подвижного тела обеспечивает достаточно просто постановку задачи в *FV* практически без допущений, т.е. с учётом аэродинамического сопротивления консолей рабочего колеса, вращающихся в корпусе. При этом во *FV* посредством *stl*-файлов сначала загружался корпус, в который затем вставлялся ротор, как импортированный объект, на котором создавался модификатор «подвижное тело».

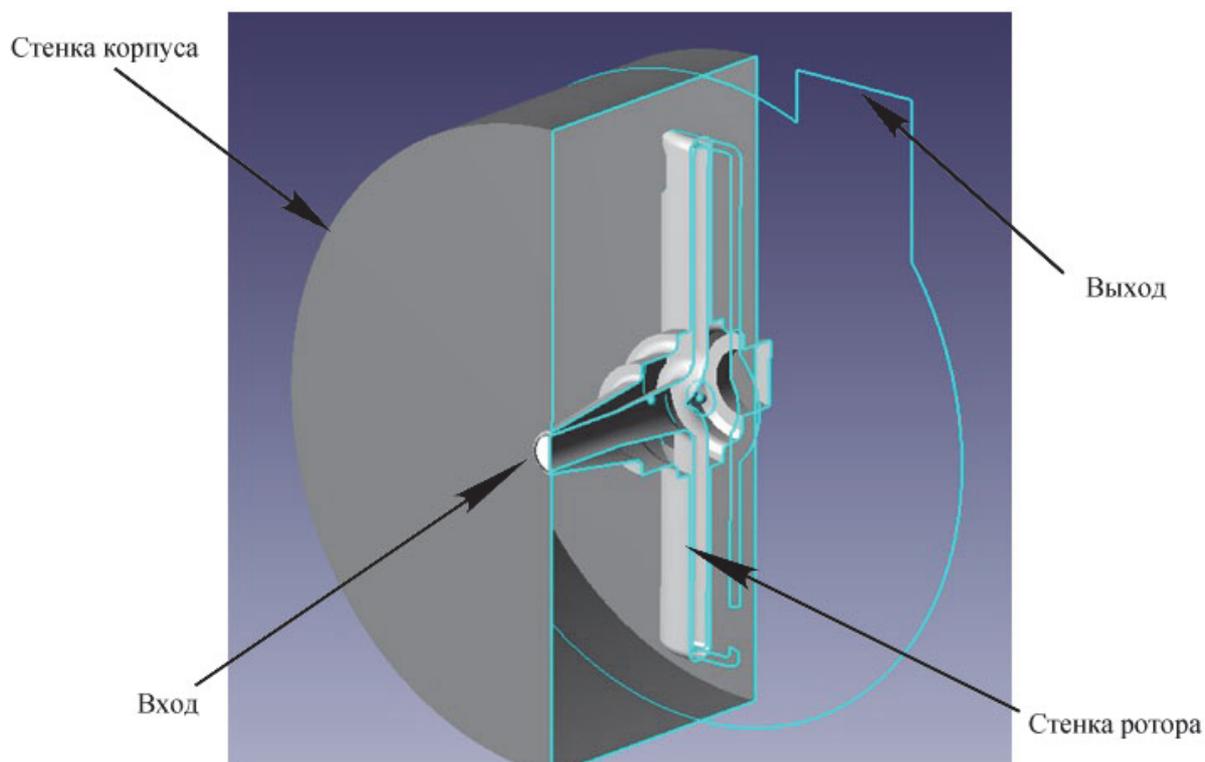


Рис. 2 – Трехмерная модель СРТ для расчета течения

С целью верификации результатов расчётов в FV с имеющимися экспериментальными данными испытаний СРТ на воздушном стенде, задача в FV ставилась идентично эксперименту, т.е. по параметрам задавались такие же условия.

Постановка задачи (по папкам препроцессора):

1) «Общие установки». Опорные величины: давление 101325 Па; температура 273,15 К.

2) «Вещества». Вещество: воздух из базы; фаза – газовая (равновесная); плотность – закон идеального газа.

3) «Физические процессы».

Движение = Ньютоновская жидкость

Теплоперенос = Конвекция и теплопроводность

Турбулентность = SST -модель.

4) «Объекты». Загружен «Импортированный объект» – Ротор (модификатор – «Подвижное тело»). Скорость вращения задавалась последовательно в 1/с в соответствии с оборотами: 0; 10000; 22357; 16000 об/мин.

5) «Граничные условия» (рис. 2).

Вход – тип «Вход/Выход»: полное давление 278846,4 Па; полная температура 25 °С.

Выход – тип «Свободный выход», давление 0 Па.

Стенка корпуса – тип «Стенка», логарифмический закон.

Стенка ротора - тип «Стенка», логарифмический закон.

6) «Начальная сетка». Задана начальная сетка $20 \times 40 \times 35$ сравнительно не большой размерности для разгона расчёта. Далее проводились последовательные локальные адаптации сетки. Сечение адаптированной расчётной сетки показано на рис. 3.

Для солвера задавались постоянные шаги интегрирования по времени в диапазоне от $7,5e-6$ до $1e-5$. Задача решалась в нестационарной постановке.

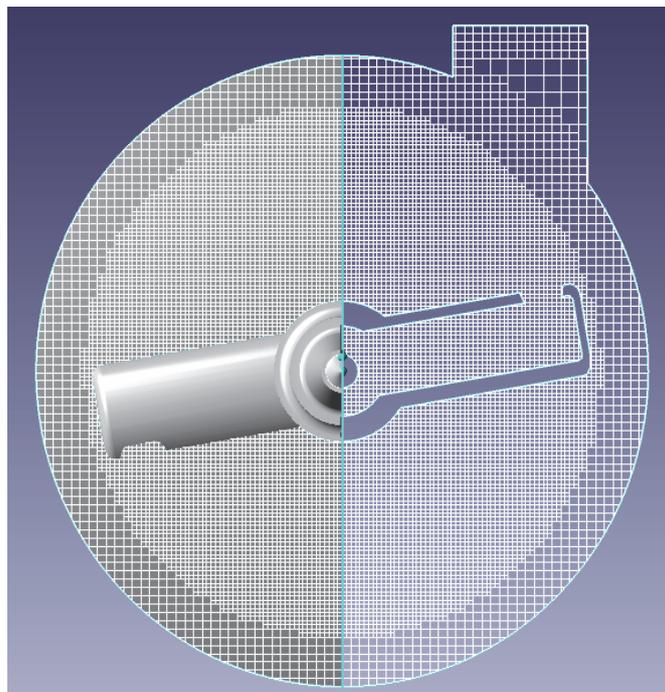


Рис. 3 – Расчетная сетка

Процесс расчета потока газа контролировался графиками сходимости по различным параметрам (т.е. выход расчета на стационарный режим). Пример такого графика для крутящего момента турбины приведен на рис. 4.

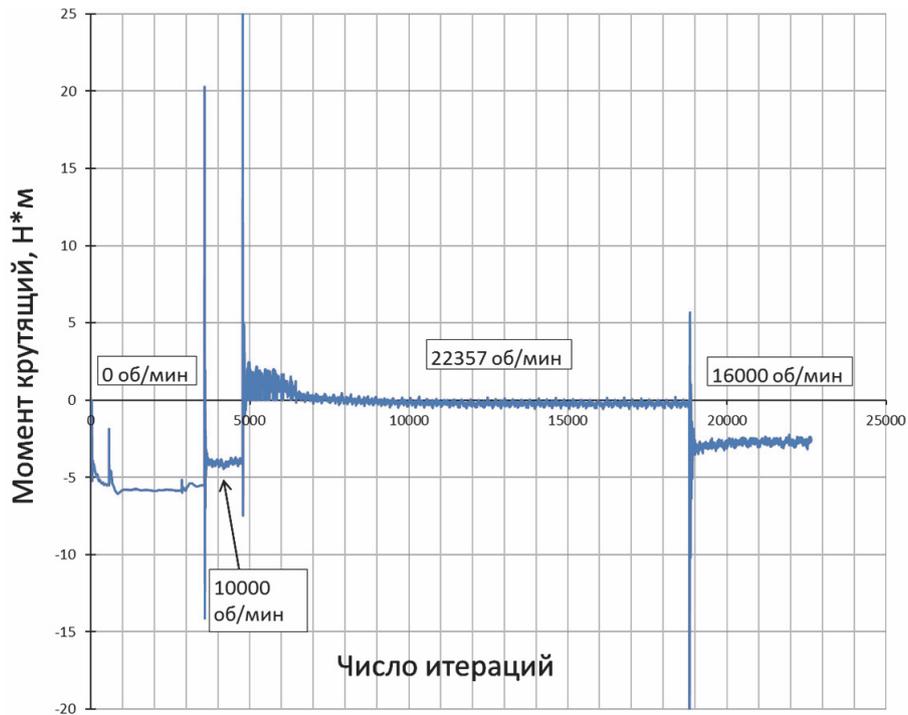


Рис. 4 – График изменения крутящего момента

После завершения расчета можно визуально оценить процесс течения газа, т.е. изменение контролируемых параметров вдоль проточной части турбины и внутри корпуса. Пример визуализации по векторам скорости при частоте вращения ротора СРТ $n = 22357$ об/мин, представлен на рис. 5.

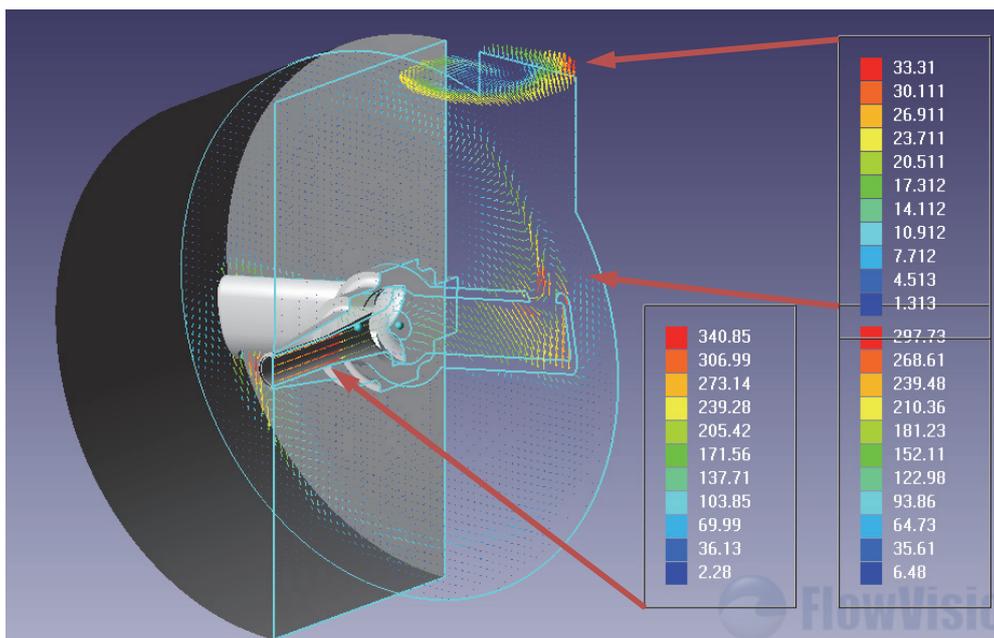


Рис. 5 – Визуализация расчета с помощью векторов скорости

Результаты исследования

По имеющимся экспериментальным данным проведен анализ полученных результатов расчетов и построены графические зависимости крутящего момента, мощности и КПД от числа оборотов. Необходимо акцентировать внимание на том, что общие точки сравнения характеристик находятся при 0 об/мин, 10000 об/мин, 16000 об/мин и 22357 об/мин.

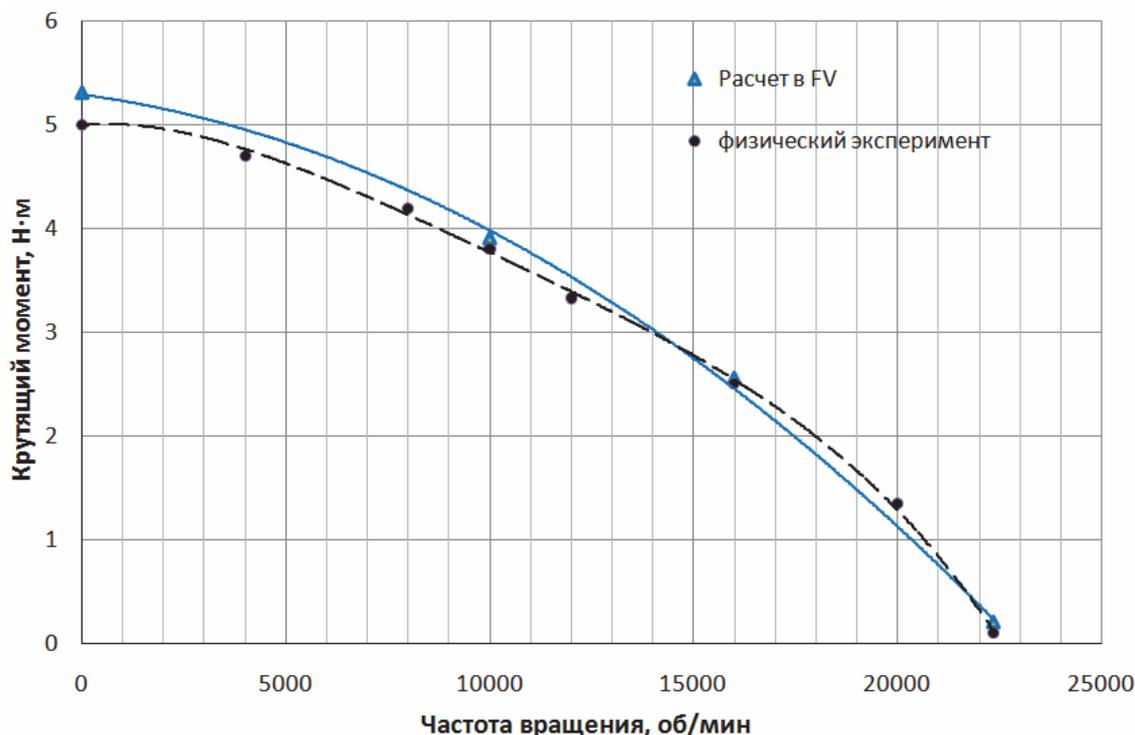


Рис. 6 – График изменения крутящего момента от частоты вращения

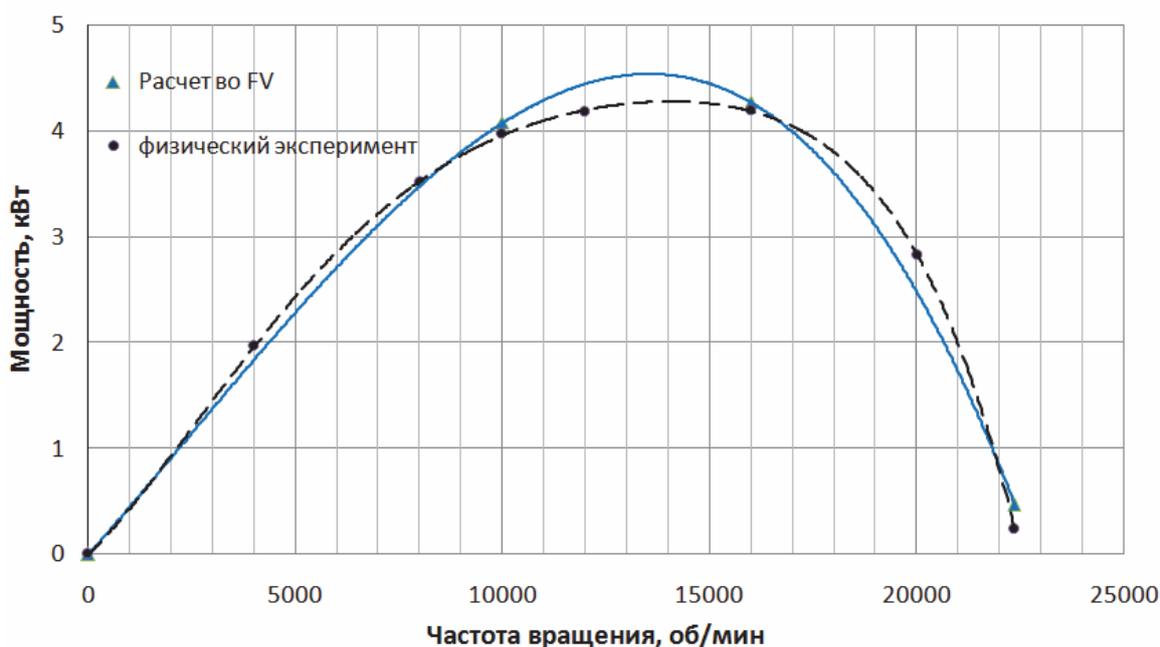


Рис. 7 – График изменения мощности от частоты вращения

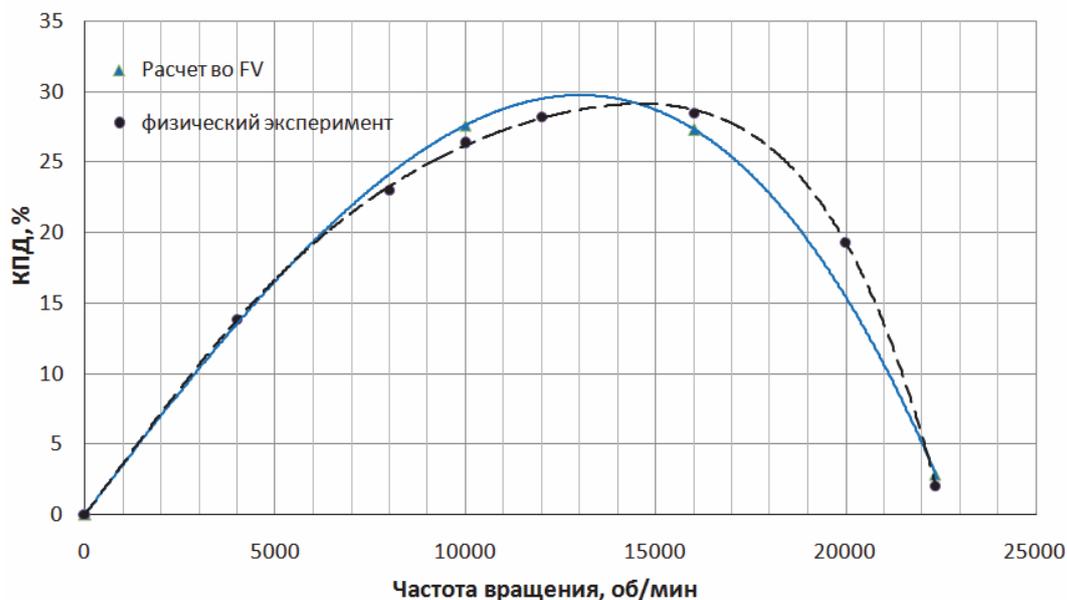


Рис. 8 – График изменения КПД турбины от частоты вращения

Выводы

По результатам проведенных расчетов отметим следующее:

1) Выполнено моделирование и расчет течения газа в СРТ с помощью программного комплекса *FlowVision* НРС. Установлено, что приемлемая точность результатов обеспечивается при вышеупомянутых адаптациях граничных условий и фиксированного шага по времени расчета.

2) Результаты расчета характеристик турбины в программном комплексе подтверждены результатами экспериментальных исследований (относительная погрешность не превышает 7 % при принятых частотах вращения). Таким образом, установлена целесообразность применения программного комплекса *FlowVision* для расчета подобного круга задач.

3) Вычислительный эксперимент может стать очень удобной и перспективной альтернативой физическому эксперименту, что позволит сократить время исследования и повысить экономический эффект, поскольку создание стенда натуральных испытаний с необходимой обвязкой и подводами значительно дороже и затратнее по времени.

4) Дальнейшие исследования будут направлены на отработку методики расчета СРТ в условиях работы газораспределительных станций. Сравнительный анализ с изложенными в статье [5] рабочими характеристиками турбины, позволит дать оценку применения программно-вычислительного комплекса *FlowVision*, как инструмента современного инженера.

Список литературы: 1. Саяпин, В. В. Оптимизация параметров пневмопривода со струйным двигателем [Текст] / В. В. Саяпин // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М.: Машиностроение, 1984. – Вып. 10. – С. 58–63. 2. Саяпин, В. В. Оптимизация параметров струйного двигателя по критерию минимума расхода газа [Текст] / В. В. Саяпин, И. А. Марочкина // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М.: Машиностроение, 1987. – Вып. 13. – С. 96–102. 3. Чащин, В. А. Пневмопривод систем управления летательных аппаратов [Текст] / В. А. Чащин, О. Г. Камладзе, А. Б. Кондратьев и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 248 с. 4. Струйно-реактивный двигатель и возможности его использования [Текст] / С. М. Ванеев [и др.] // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1990. – № 6. – С. 16–17. 5. Исследование струйно-реактивной турбины для турбодетандерного агрегата [Текст] / С. М. Ванеев, В. В. Гетало, С. К. Королев // Энергетичні та

теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 8. – С. 82–90. – ISSN 2078-774X. 6. Исследование струйно-реактивной турбины для турбодетандеров в системах редуцирования газа / С. М. Ванеев [и др.] // Материалы VIII международной научно – технической конференции посвященной 90-летию Одесской государственной академии холода: Устойчивое развитие и искусственный холод, 8-10 октября 2012 года. – 2012. – С. 386–390. 7. Исследование нереверсивной струйно-реактивной турбины для турбодетандера с помощью программного комплекса FlowVision [Текст] / С. М. Ванеев [и др.] // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2012. – № 3(29). – С. 22–28. 8. Исследование характеристики струйно-реактивной турбины с помощью программного комплекса FlowVision [Текст] / С. М. Ванеев, В. В. Гетало, С. К. Королев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 36–42. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated): 1. Sajapin, V. V. "Optimizacija parametrov pnevmoprivoda so strujnym dvigatelem." *Pnevmatika i gidravlika. Privody i sistemy upravlenija*. No. 10. Moscow: Mashinostroenie, 1984. 58–63. Print. 2. Sajapin, V. V., I. A. Marochkina. "Optimizacija parametrov strujnogo dvigatelja po kriteriju minimuma rashoda gaza." *Pnevmatika i gidravlika. Privody i sistemy upravlenija*. No. 13. Moscow: Mashinostroenie, 1987. 96–102. Print. 3. Chashhin, V.A., et al. *Pnevmoprivod sistem upravlenija letatel'nyh apparatov*. Moscow: Mashinostroenie, 1987. Print. 4. Vaneev, S. M., et al. "Strujno-reaktivnyj dvigatel' i vozmozhnosti ego ispol'zovanija." *Himicheskoe i nefljanoe mashinostroenie* 6 (1990): 16-17. Print. 5. Vaneev, S. M., V. V. Getalo and S. K. Korolev. "Issledovanie strujno-reaktivnoj turbiny dlja turbodetandernogo agregata." *Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja. Visnyk NTU «HPI»*. No. 8. Kharkiv: NTU «HPI», 2012. 82–90. ISSN 2078-774X. Print. 6. Vaneev, S. M., et al. "Issledovanie strujno-reaktivnoj turbiny dlja turbodetanderov v sistemah reducirovaniya gaza." *Materialy VIII mezhdunarodnoj nauchno – tehnicheckoj konferencii posvjashhennoj 90-letiju Odesskoj gosudarstvennoj akademii holoda: Ustojchivoe razvitie i iskusstvennyj holod, 8-10 oktjabrja 2012 goda*. 386–390. Print. 7. Vaneev, S. M., et al. "Issledovanie nereversivnoj strujno-reaktivnoj turbiny dlja turbodetandera s pomoshh'ju programmnoho kompleksa FlowVision." *Kompressornoe i jenergeticheskoe mashinostroenie* 3(29) (2012): 22–28. Print. 8. Vaneev, S. M., V. V. Getalo and S. K. Korolev. "Issledovanie harakteristiki strujno-reaktivnoj turbiny s pomoshh'ju programmnoho kompleksa FlowVision." *Visnyk NTU «HPI». Serija: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja*. No. 12(986). Kharkiv: NTU «HPI», 2013. 36–42. ISSN 2078-774X. Print.

Поступила (received) 22.02.2014

УДК 621.165.62-192

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

СОПОСТАВЛЕНИЕ 2D- И 3D РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ ОЦЕНКИ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Проведено сопоставление 2D- и 3D расчетных моделей оценки остаточного ресурса высокотемпературных элементов паровой турбины большой мощности для продления эксплуатации энергоблоков. Показано, что для расчетной оценки остаточного ресурса роторов ЦВД и ЦСД могут быть использованы 2D модели. Для корпусов ЦВД, ЦСД, а также корпусов клапанов АСК (автоматизированный стопорный клапан) ЦВД и АЗК (автоматизированный защитный клапан) ЦСД надо использовать 3D модели из-за сложности их конструкции, наличия фланцев горизонтального разъема и особенностей течения рабочего тела внутри корпусов.

Ключевые слова: остаточный ресурс, высокотемпературные элементы паровой турбины, ротор, корпус, цилиндр высокого давления, цилиндр среднего давления.

Введение. Высокотемпературные элементы цилиндров высокого (ЦВД) и среднего (ЦСД) давления паровой турбины К-200-130 Ленинградского металлического завода подвергаются воздействию высоких температурных нагрузок на стационарных режимах и значительных температурных скачков на переменных режимах работы. Стоимость этих элементов паротурбинной установки значительна, а надежная работа определяет работоспособность всего энергоблока. В связи с этим, высокотемпературные элементы ЦВД и ЦСД в основном обуславливают индивидуальный ресурс энергетического оборудования и требуют комплексного обследования согласно нормативным документам [1–3].

При проведении численного эксперимента по расчетной оценке остаточного ресурса высокотемпературных элементов паровой турбины мощностью 200 МВт в качестве расчетных моделей для определения теплового и напряженно-деформированного состояния с использованием программного комплекса *ANSYS* и *COSMOSWorks* использовались двухмерные (2D) и трехмерные (3D) пространственные аналоги [4–6]. Такой подход обусловлен, с одной стороны, необходимостью наиболее полно отразить в модели все особенности конструкции роторов, корпусов и стопорных клапанов ЦВД и ЦСД паровой турбины мощностью 200 МВт. С другой стороны, минимизировать при возможности затраты операторов ПЭВМ при создании пространственных аналогов, задании массива нестационарных ГУ по всем исследуемым поверхностям, а также затраты машинного времени при проведении комплекса расчетов по всем характерным типам пусков из различных тепловых состояний. Усложнение расчетных моделей литых элементов паровых турбин, таких как корпуса и клапана ЦВД и ЦСД, достигается созданием в редакторах (*AVTOSCAD*, *Solid works* и др.) трехмерных моделей энергетических объектов с фланцами горизонтального разъема, патрубками отборов, дренажей и т.д.

Постановка задачи, цель исследования

Сопоставление 2D- и 3D расчетных моделей оценки остаточного ресурса высокотемпературных элементов паровой турбины большой мощности для продления эксплуатации энергоблоков и обоснованный выбор расчетных моделей.

Расчетное исследование теплового (ТС) и напряженно-деформированного состояния по 2D- и 3D расчетным моделям. Сравнение полей температур при 2D и 3D моделировании ротора высокого давления (РВД) паровой турбины К-200-130 в характерный момент времени ($\tau = 2460$ с) для режима пуска по типу НС-2 показывает, что расхождение температурного состояния не превышает 0,01 % (рис. 1–2). При этом, расхождение данных напряженно-деформированного состояния (НДС) для РВД в характерный момент времени составляет 9,5 %. На осевой расточке РВД в зоне регулирующей ступени в момент времени $\tau = 4500$ с при пуске из холодного состояния (ХС) сравнение полей температур для 2D и 3D моделей дает расхождение не более 1,74 %.

Различия НДС для РВД в характерный момент времени не превышает 2,5 %, что позволяет допустить использование 2D модели для оценки остаточного ресурса РВД.

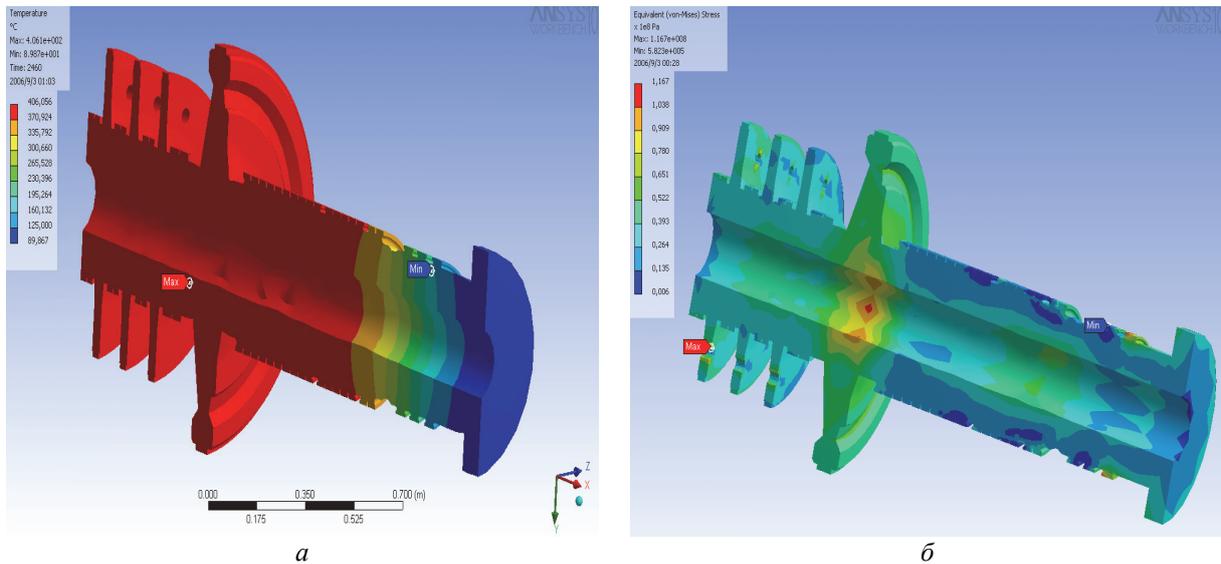


Рис. 1 – 3D модель РВД, пуск из НС-2 (пуск из неостывшего состояния), момент времени прогрева $\tau = 2460$ с: а – ТС; б – НДС

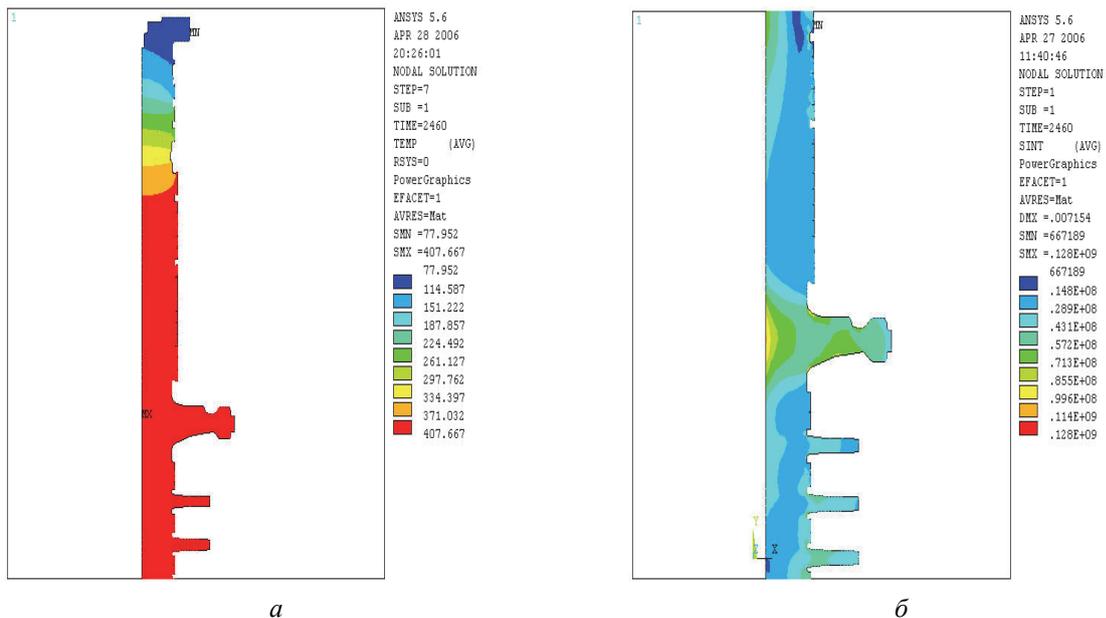


Рис. 2 – 2D модель РВД НС-2, момент времени прогрева $\tau = 2460$ с: а – ТС; б – НДС

Наличие разгрузочных отверстий в полотно дисков второй, третьей и четвертой ступеней вызывает неоднородность ТС и НДС, отмеченную в расчетной модели 3D.

Сравнение полей температур для РСД в характерный момент времени при пуске НС-2 (выход на номинальную нагрузку $\tau = 6780$ с) для 2D и 3D модели показало, что расхождение ТС не превышает 0,01 % (рис. 3–4). Расхождение напряжений для РСД не превышает 0,5 %. В характерный момент времени для пуска по типу ХС (выдержка на 1200 об/мин $\tau = 4500$ с) отличие ТС и НДС составляет 2,25 % и 4,0 %, соответственно, что позволяет допустить использование 2D модели для оценки остаточного ресурса РСД.

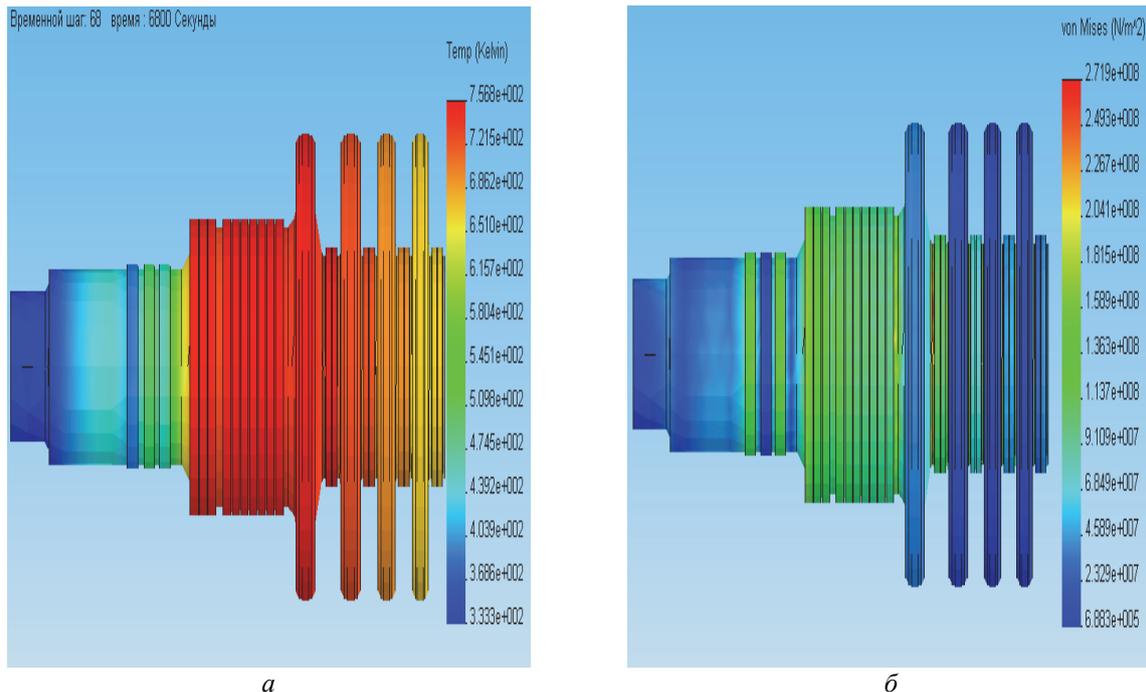


Рис. 3 – ТС *а* и НДС *б* РСД (3D модель) НС-2, момент времени прогрева $\tau = 6780$ с

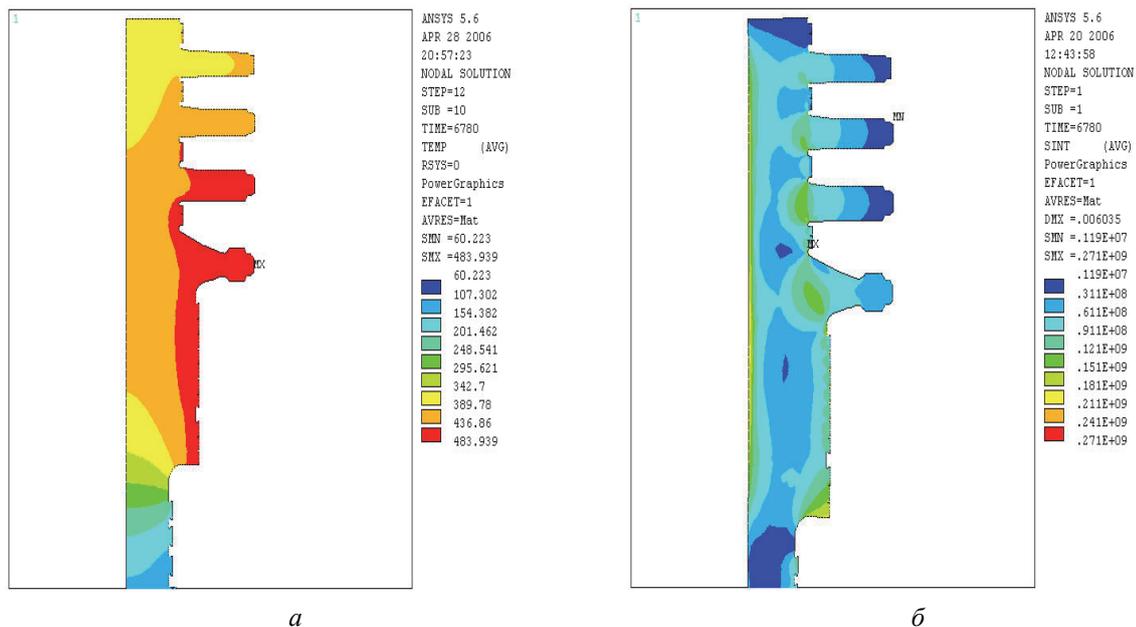


Рис. 4 – ТС *а* и НДС *б* РСД (2D модель) НС-2, момент времени прогрева $\tau = 6780$ с

Характерным моментом времени считается в расчетном исследовании такой, когда возникают в элементах паровой турбины максимальные напряжения и градиент температур в этих точках отмечается также максимальным.

Для корпуса ЦВД при пуске из НС-2 в характерный момент времени (набор нагрузки 5–7 МВт $\tau = 2280$ с) в модели 2D (рис. 5) интенсивности условных упругих напряжений максимальны в зоне паровпуска и составляют 24,5 МПа, а в местах крепления диафрагм меняются в интервале от 42,3–54,3 МПа.

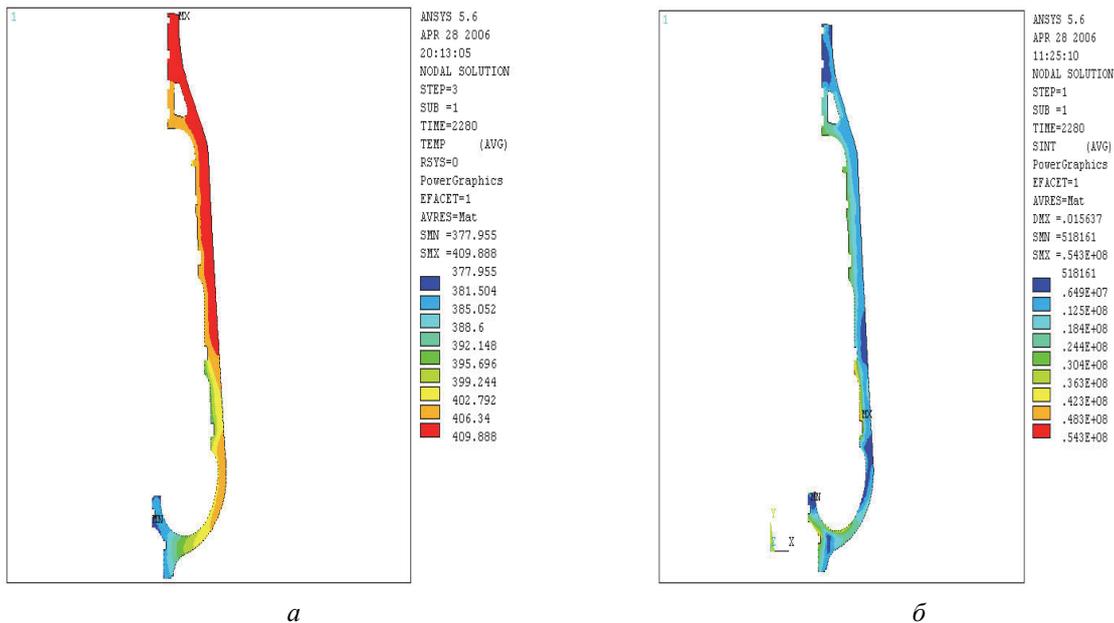


Рис. 5 – ТС *а* и НДС *б* ЦВД (2D модель) НС-2, момент времени прогрева $\tau = 2280$ с

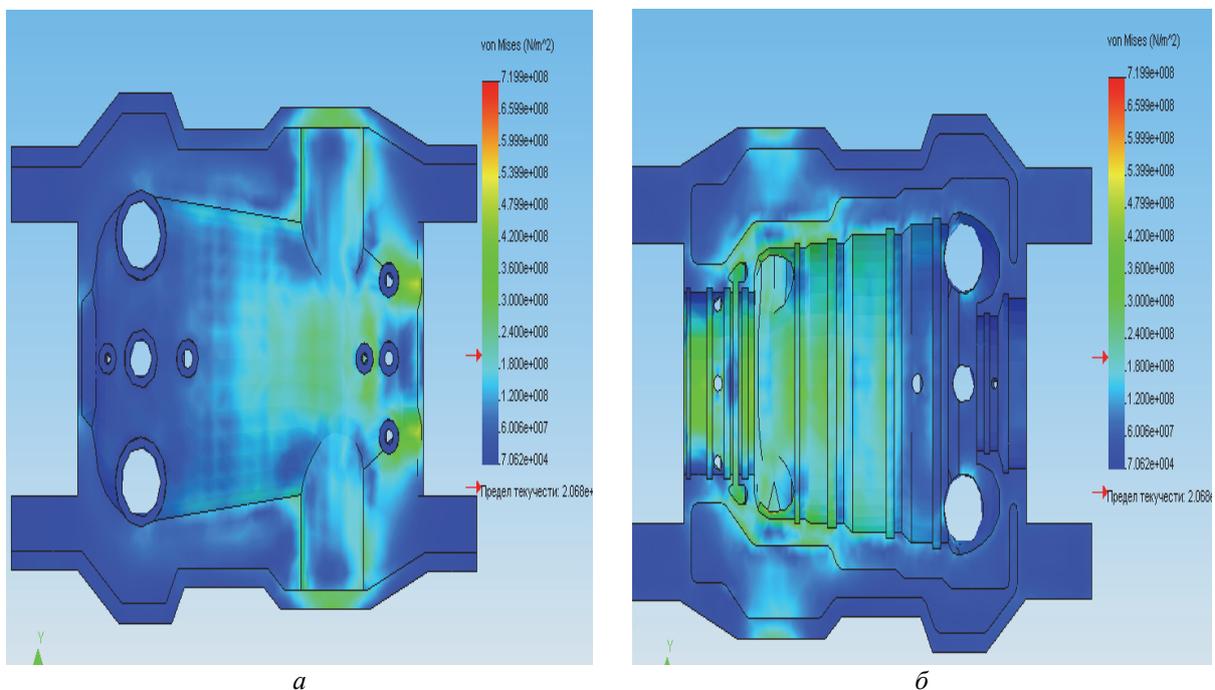


Рис. 6 – НДС наружная *а* и внутренняя *б* поверхность нижней части ЦВД (3D модель) НС-2, момент времени прогрева $\tau = 2280$ с

Для корпуса ЦВД при пуске из НС-2 в характерный момент времени (набор нагрузки 5–7 МВт $\tau = 2280$ с) в модели 3D (рис. 6) приводятся интенсивности условных упругих напряжений в нижней половине корпуса ЦВД. Общий уровень напряжений по сравнению с верхней половиной ЦВД больший на порядок, хотя характер их изменения существенно не отличается.

При сравнении значений интенсивности условных упругих напряжений для 2D моделей и 3D моделей (рис. 5–6) заметно увеличение напряжений на порядок, что можно объяснить наличием фланцев горизонтального разъема, а также наличием большого количества патрубков отбора и другими конструктивными усложнениями трехмерных моделей. Максимальные значения интенсивности условных упругих напряжений возникают в зоне паровпуска (719 МПа) и в области передних концевых уплотнений (539 МПа) во внутренней части верхней половины корпуса, а также в местах крепления обойм диафрагм (450 МПа).

На наружной части верхней половины корпуса ЦВД напряжения также значительны. Значения интенсивности условных упругих напряжений в местах перехода от корпуса к фланцам горизонтального разъема составляют порядка 510 МПа, в местах выхода дренажных трубок отвода паровоздушной смеси из уплотнений порядка 450 МПа, и в зоне подводящих патрубков основного пара равны порядка 420 МПа.

Общий уровень интенсивности условных упругих напряжений в ЦВД при 3D моделировании выше в нижней половине корпуса ЦВД (рис. 6) по сравнению с верхней половиной (рис. 7). Это можно объяснить усложнением геометрической конструкции нижней половины, наличием большого количества отводящих патрубков отборов и различных типов дренажей. Если учесть наличие в них конденсирующейся влаги, то напряженно-деформированное состояние и ресурс этих элементов существенно ухудшится.

Для корпуса ЦВД при пуске из НС-2 в характерный момент времени (начальный этап пуска из неостывшего состояния набор нагрузки 5-7 МВт $\tau = 2280$ с) в модели 3D на рис. 7 показаны интенсивности условных упругих напряжений на верхней половине корпуса ЦВД. Максимальные значения интенсивности условных упругих напряжений возникают в зоне паровпуска в области передних концевых уплотнений и составляют 616 МПа во внутренней части верхней половины корпуса, а также в местах крепления обойм диафрагм порядка 411 МПа. На наружной части верхней половины корпуса ЦВД напряжения также значительны и значения интенсивности условных упругих напряжений в местах перехода от корпуса к фланцам горизонтального разъема составляют порядка 462 МПа.

В корпусе ЦСД при пуске из НС-2 в характерный момент времени (выход на номинальную нагрузку 200 МВт $\tau = 6960$ с) в модели 2D (рис. 8) показаны ТС и НДС. Интенсивности условных упругих напряжений максимальны в зоне паровпуска и составляют 135 МПа, а также в местах крепления диафрагм меняются в интервале от 40–70 МПа. Наибольшие напряжения возникают на выступе и в месте крепления диафрагмы передних концевых уплотнений и составляют порядка 200 МПа.

При этом сравнение температурного состояния для 2D моделей и 3D моделей не выявляет отличий, так температура паровпуска ЦСД в 2D модели находится на уровне 539 °С, а в 3D модели составляет 815 °К – 273 °К = 542 °С (рис. 8 и 9). В 3D моделях корпусов ЦВД и ЦСД температура приводится в градусах Кельвина.

Для корпуса ЦСД при пуске из НС-2 в характерный момент времени (выход на номинальную нагрузку 200 МВт $\tau = 6800$ с) в модели 3D (рис. 10) максимальные

значения интенсивности условных упругих напряжений возникают в зоне паровпуска и составляют 813 МПа во внутренней части нижней половины корпуса, а также в местах подхода к корпусу патрубков подвода пара порядка 340 МПа. На наружной части нижней половины корпуса ЦСД напряжения также значительны и значения интенсивности условных упругих напряжений в местах перехода от корпуса к фланцам горизонтального разъема составляют порядка 542 МПа.

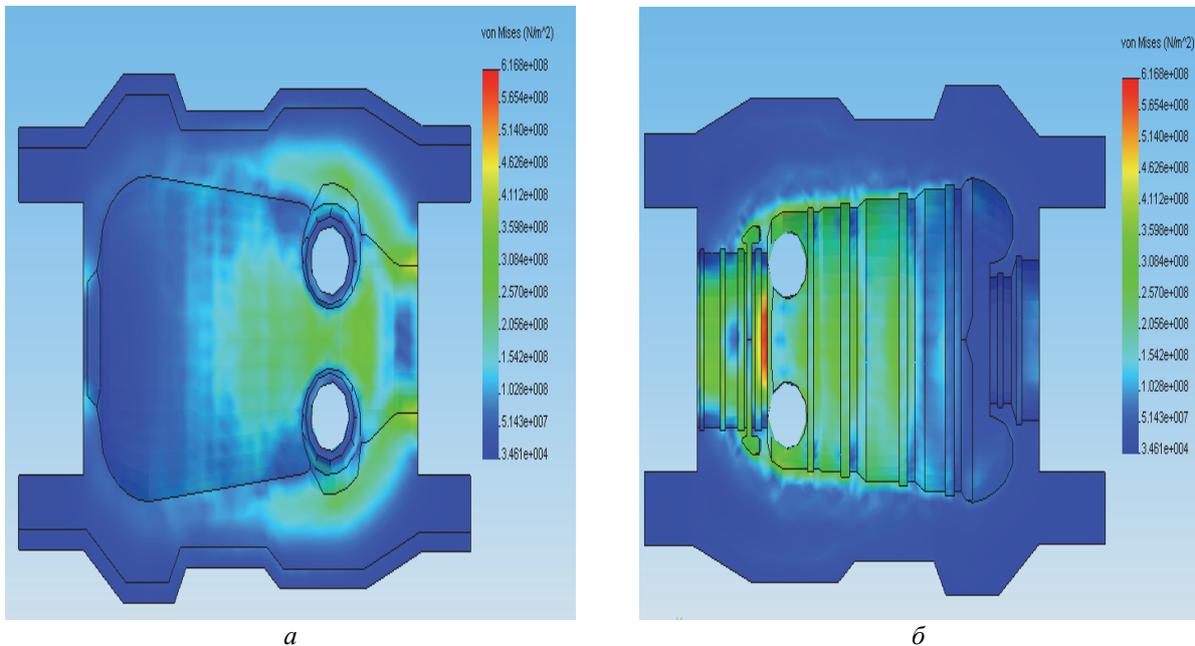


Рис. 7 – НДС наружная *а* и внутренняя *б* поверхность верхней части ЦВД (3D модель) НС-2, момент времени прогрева $\tau = 2280$ с

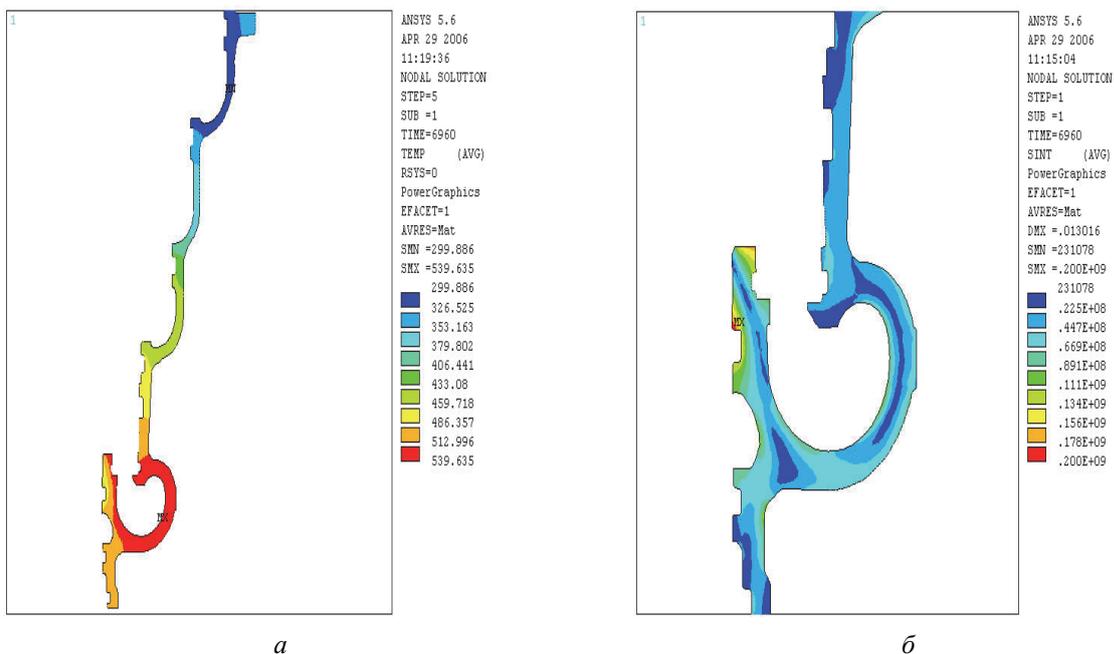


Рис. 8 – ТС *а* и НДС *б* верхняя часть ЦСД (2D модель) НС-2, момент времени прогрева $\tau = 6960$ с

Проведенное сопоставление 2D- и 3D расчетных моделей для оценки остаточного ресурса высокотемпературных элементов паровой турбины мощностью

200 МВт показує, що ротора ЦВД і ЦСД можуть бути обстежені по ресурсним характеристикам з допомогою 2D моделей. Расхождение результатов по напряженно-деформированному состоянию не превышает (2–5) %. В то же время, корпуса ЦВД, ЦСД, а также корпуса клапанов АСК (автоматизированный стопорный клапан) ЦВД и АЗК (автоматизированный защитный клапан) ЦСД требуют использования 3D моделей из-за сложности их конструкции, наличия фланцев горизонтального разреза и особенностей течения рабочего тела внутри корпусов ЦВД, ЦСД, АСК ЦВД и АЗК ЦСД.

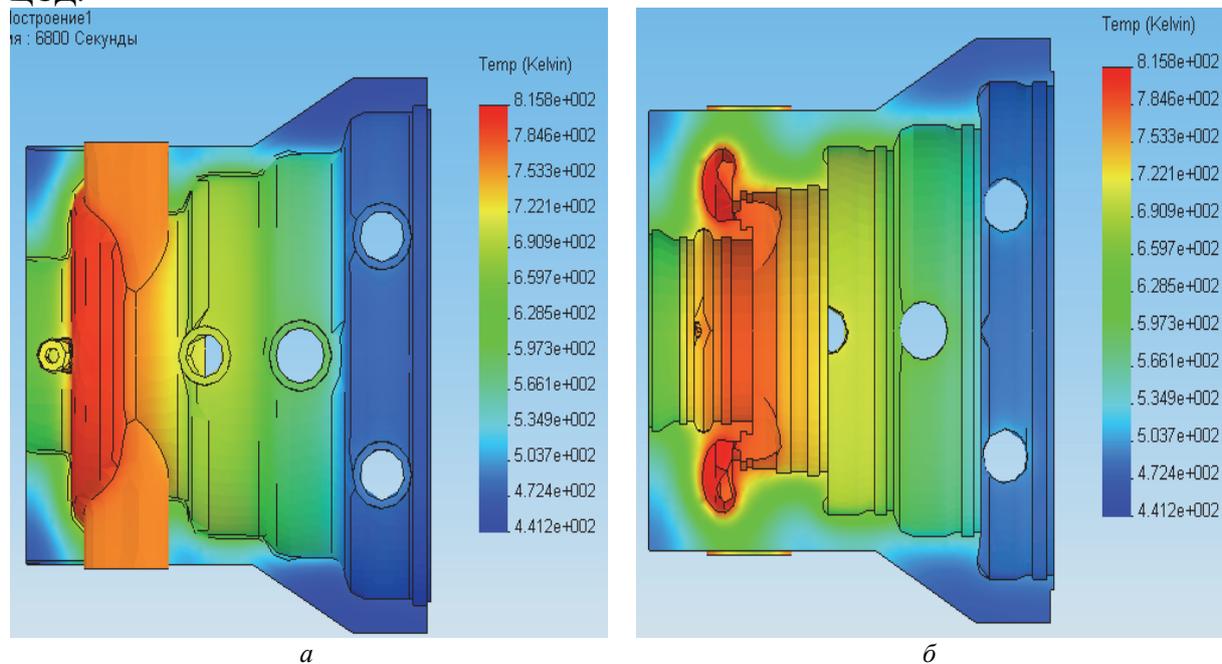


Рис. 9 – ТС наружная *а* и внутренняя *б* части нижней половины ЦСД (3D модель) НС-2, момент времени прогрева $\tau = 6800$ с

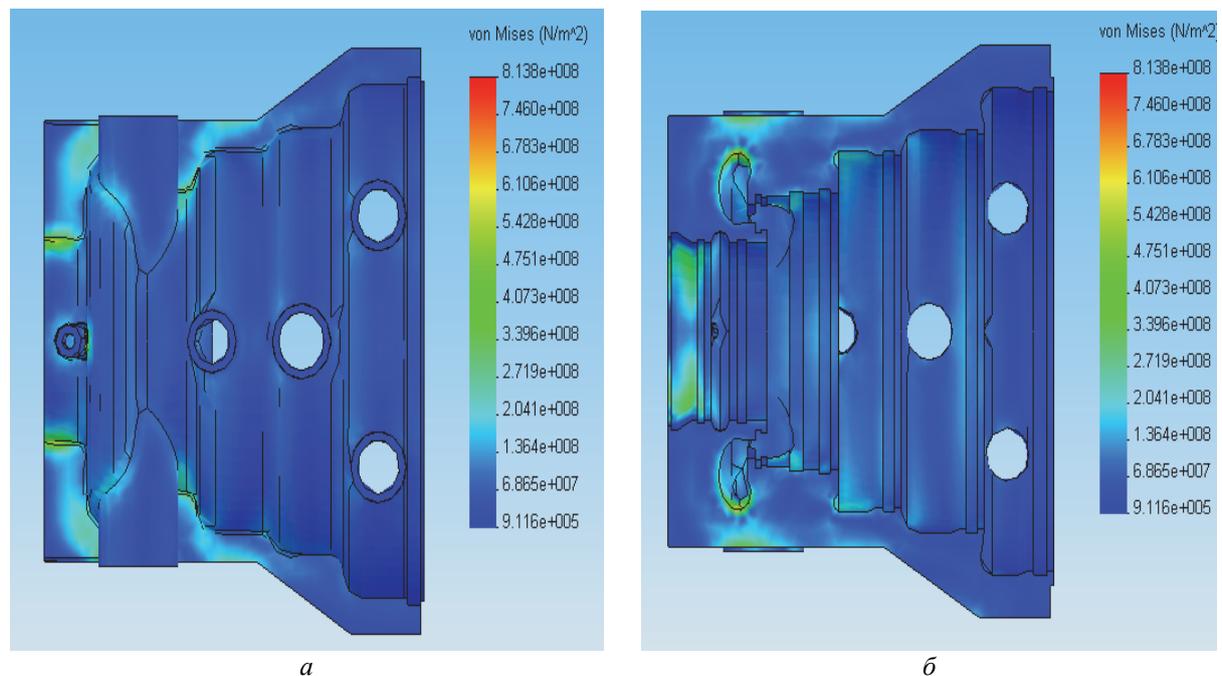


Рис. 10 – НДС наружная *а* и внутренняя *б* части нижней половины ЦСД (3D модель) НС-2, момент времени прогрева $\tau = 6800$ с

Выводы

1) Сопоставление 2D- и 3D моделей для расчетной оценки остаточного ресурса высокотемпературных элементов паровой турбины мощностью 200 МВт показывает, что ротора ЦВД и ЦСД могут быть обследованы по ресурсным характеристикам с помощью 2D моделей. Расхождение результатов по напряженно-деформированному состоянию не превышает (2–5) %. Это позволит сократить затраты на численный эксперимент, что особенно актуально при создании программных комплексов для автоматизированных систем технической диагностики и счетчика ресурса.

2) В то же время, корпусов ЦВД, ЦСД, а также корпусов клапанов АСК ЦВД и АЗК ЦСД требуют использования 3D моделей из-за сложности их конструкции, наличия фланцев горизонтального разъема и особенностей течения рабочего тела внутри корпусов ЦВД, ЦСД, АСК ЦВД и АЗК ЦСД. Расхождение результатов по напряженно-деформированному состоянию 3D моделей на порядок превышает данные по 2D моделям. Такое различие приведет к существенному ухудшению ресурсных характеристик и сокращению сроков эксплуатации корпусов ЦВД, ЦСД, корпусов стопорных клапанов АСК ЦВД и АЗК ЦСД.

Список литературы: 1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: Типова інструкція СОУ-Н МПЕ 40.1.17.401:2004. – На заміну ГКД 34.17.401-95 / Міністерство палива та енергетики України / В. Є. Добровольський (розроб.). – Офіц. вид. – Київ: ОЕП ГРІФРЕ, 2005. – IX, 76 с. 2. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – 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. – М., 1996. 4. Расчет уточнения допустимого периода срока эксплуатации корпусных деталей и роторов К-200-130 ст. № 13: отчет по договору 15/2.07-240408-1Л23/5.42.1 от 24.04.2008 / НТУУ «КПИ», рук. Черноусенко О. Ю. – К.: НТУУ «КПИ», 2008. – 41 с. 5. Розрахункове уточнення подовження терміну експлуатації корпусних деталей турбін (ЦВТ, ЦСТ, корпусів стопорних та регулюючих клапанів) та роторів К-200-130 блоку 200 МВт ст. № 6 СЕ Кураховської ТЕС ТОВ «Востокенерго»: звіт по договору 15/2.077 от 01.12.2005 / НТУУ «КПИ», рук. Черноусенко О. Ю. – К.: НТУУ «КПИ», 2006. – 72 с. 6. Розрахункове уточнення подовження терміну експлуатації корпусних деталей турбін (ЦВТ, ЦСТ, корпусів стопорних та регулюючих клапанів) та роторів К-200-130 блоку 200 МВт ст. № 5 СЕ Кураховської ТЕС ТОВ «Востокенерго»: звіт по договору 15/2.084 от 01.06.2006 / НТУУ «КПИ», рук. Черноусенко О. Ю. – К.: НТУУ «КПИ», 2006. – 56 с.

Bibliography (transliterated): 1. SOU-N MPE 40.1.17.401:2004. ND MPE Ukrainy. Kontrol' metalu i prodovzhennja terminu ekspluatacii' osnovnyh elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovyh elektrostancij: Typova instrukcija. Ed. V. Ye. Dobrovols'kyj. Kiev: OEP GRIFRE, 2005. 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. 4. Chernousenko, O. Ju. "Расчет уточнения допустимого периода срока jekspluatacii' korpusnykh detalej i rotorov K-200-130 st. № 13." Otchet po dogovoru 15/2.07-240408-1L23/5.42.1 ot 24.04.2008g. Kiev: NTUU "KPI", 2008. Print. 5. Chernousenko, O. Ju. "Rozrahunkove utochnennja podovzhennja terminu ekspluatacii' korpusnykh detalej turbin (CVT, CST, korpusiv stopornykh ta reguljujuchykh klapaniv) ta rotoriv K-200-130 bloku 200 MVt st. № 6 SE Kurahovs'koi' TES TOV "Vostokenergo." Zvit po dogovoru 15/2.077 ot 01.12.2005g. Kiev: NTUU "KPI", 2006. Print. 6. Chernousenko, O. Ju. "Rozrahunkove utochnennja podovzhennja terminu ekspluatacii' korpusnykh detalej turbin (CVT, CST, korpusiv stopornykh ta reguljujuchykh klapaniv) ta rotoriv K-200-130 bloku 200 MVt st. №5 SE Kurahovs'koi' TES TOV "Vostokenergo." Zvit po dogovoru 15/2.084 ot 01.06.2006g. Kiev: NTUU "KPI", 2006. Print.

Поступила (received) 10.02.2014

УДК 629.735

Н. Г. ШУЛЬЖЕНКО, д-р техн. наук, проф.; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;
А. С. КОЛЯДЮК, вед. инженер ИПМаш НАНУ, Харьков

ОЦЕНКА ПОЛЗУЧЕСТИ КОРПУСА РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325

Численно исследуется напряженно-деформированное состояние и ползучесть корпуса клапана паровой турбины К-325 на стационарном режиме работы. Температурные поля и давление на стенки корпуса определяются на основе численного решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса для течения вязкого сжимаемого теплопроводного пара в системе парораспределения. Уравнения ползучести интегрируются явной схемой Эйлера. Использовалась модель неявной ползучести с упрочнением, учитывающая начальную и установившуюся ползучесть. Максимальные величины упругих напряжений от совместного влияния температур и давления пара в клапане не превышают $\sigma_{\max} = 82$ МПа. Деформации ползучести наблюдаются на внутренних стенках корпуса клапана, поверхности наружных стенок практически не испытывают ползучести. Показано, что явление ползучести не является основной причиной образования трещин в корпусе клапана.

Ключевые слова: расчет, течение пара, ползучесть, система парораспределения, турбина.

Введение

В настоящее время существует необходимость в повышении рабочих характеристик и надежности энергетических установок. Надежная работа системы парораспределения турбины определяет работоспособность всего энергоблока. Исполнительные органы систем регулирования паровых турбин включают стопорные и регулирующие клапаны. В паровой турбине К-325 стопорный и два регулирующих клапана расположены в одном общем корпусе, представляющем собой отливку сложной конфигурации. Перегретый пар под давлением 24 МПа с температурой 540 °С подводится по патрубку в центральную камеру (под стопорным клапаном) и подается далее в камеру, общую для двух регулирующих клапанов, расположенных в том же корпусе. Как показывает опыт эксплуатации, в центральной камере клапана и патрубках перед регулируемыми клапанами обнаруживаются трещины, что требует проведения ремонтно-восстановительных работ, стоимость которых значительна. В связи с этим актуальной является задача оценки прочности корпуса регулирующего клапана.

Клапан эксплуатируется на следующих переходных режимах – пуски из холодного, горячего и неостывшего состояний и стационарных режимах работы. Для оценки надежности работы корпуса клапана на стационарных режимах работы необходимо решение задачи ползучести. Температурное поле корпуса клапана неравномерно даже на стационарных режимах [1]. Неравномерность распределения температуры определяется конструкцией клапана и качеством изоляции. Действие давления пара на стенки корпуса также неравномерно и зависит от скорости течения пара. Это связано со сложной формой проточной части клапана. Поэтому, для определения температурных полей и давления на стенки корпуса необходимо решение задачи течения пара в клапане с учетом конструктивных особенностей его элементов. **В данной работе** впервые проводится комплексный анализ влияния процессов течения пара на ползучесть корпуса клапана турбины К-325 на стационарном режиме работы.

Расчетные исследования течения пара в клапане

Численно моделировалось течение пара в системе парораспределения с учетом теплопотерь через стенки корпуса и теплоизоляцию. Использовалась математическая модель потока пара, в основе которой лежат осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса для вязкого сжимаемого теплопроводного газа. Они представляются уравнениями неразрывности, изменения количества движения и сохранения энергии:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0;$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right];$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h_{tot}) - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i \tau_{ij}).$$

где t – время; x_i, x_j – декартовы координаты; ρ – плотность; p – давление; U_i, U_j – компоненты скорости; T – температура; μ_{eff} – эффективная вязкость, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$; μ, μ_t – коэффициенты динамической и турбулентной вязкости; p' – модифицированное давление,

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_m}{\partial x_m};$$

где k – кинетическая энергия турбулентности; h_{tot} – полная энтальпия; τ – эффективные напряжения; λ – теплопроводность.

Для статистического моделирования влияния турбулентности и описания турбулентного пограничного слоя на твердых поверхностях применяется полуэмпирическая модель k - ω SST Ментера [2, 3]:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^* \rho k \omega + P_k;$$

$$\frac{\partial (\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] - 2(1-F) \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2,$$

где $\alpha_3, \beta_3, \sigma_{k3}, \sigma_{\omega 2}, \sigma_{\omega 3}$ – коэффициенты; ω – удельная скорость диссипации; P_k – производство турбулентности.

Теплопередача в корпусе и теплоизоляции моделируется уравнением теплопроводности

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m c_p T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda_m \frac{\partial T}{\partial x_j} \right),$$

где ρ_m – плотность; c_p – теплоемкость; λ_m – теплопроводность.

Основной трудностью моделирования течения пара в клапане является учет влияния сита, которое представляет собой цилиндрическую обечайку с 3024 отверстиями. Это приводит к увеличению разностной сетки, которая состоит из 33 млн. элементов и 9 млн. узлов с пятью ячейками в пограничном слое (при решении той же задачи без сита разностная сетка уменьшается до 2 млн. узлов и значительно

упрощается построение расчетной модели). Решение задачи течения пара через сито в указанной постановке рассматривается впервые. Это позволяет рассмотреть задачу прочности сита, т.к. при эксплуатации происходит наплавление отверстий напротив входного патрубка. В связи со сложным течением пара в центральной камере, неравномерным массовым расходом пара через сито (в аксиальном направлении) и образованием больших вихрей, решение задачи в данной постановке позволяет учесть основные факторы, определяющие течение пара и определить граничные условия для решения задач прочности.

Учет влияния сита при решении задачи течения в клапане позволило впервые установить, что температура некоторых его участков выше на (10–12) °С температуры омывающей его среды. Анализ теплового состояния корпуса и течение пара для разных стационарных режимов показал, что наибольший перепад температур и давления на стенке корпуса наблюдается на режиме, отвечающем мощности 300 МВт [4]. Установлено, что перепады температур по стенке корпуса не превышают 5 °С (рис. 1), а неравномерность действия давления на стенку корпуса составляет 0,7 МПа (см. рис. 1) [5].

Расчетные исследования ползучести корпуса клапана

На первом этапе исследования ползучести был выполнен расчет упругого напряженно-деформированного состояния по трехмерной модели корпуса. Задача решалась методом конечных элементов. Полные деформации в точке описываются следующим уравнением [6]

$$\{\varepsilon_n\} = \{\varepsilon^{th}\} + [D]^{-1}\{\sigma_e\},$$

где $\{\sigma_e\}$ – вектор упругих напряжений; $[D]$ – матрица жесткости; $\{\varepsilon_n\}$ – вектор упругих деформаций; $\{\varepsilon^{th}\} = \Delta T \begin{bmatrix} \alpha_x^{se} & \alpha_y^{se} & \alpha_z^{se} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$ – вектор температурной деформации; $\alpha_x^{se}, \alpha_y^{se}, \alpha_z^{se}$ – коэффициент температурного расширения.

Максимальные величины упругих напряжений от совместного влияния температур и давления пара в клапане наблюдается в зоне патрубков перед регулирующими клапанами ($\sigma_{max} = 82$ МПа). Упругие напряжения в каналах за регулирующими клапанами не превышают 62 МПа, при этом имеет место их уменьшение по длине канала. В центральной камере, где наблюдается образование трещин, напряжения не превышают 35 МПа (рис. 3). Исходя из полученных результатов можно сказать, что упругие напряжения на стационарном режиме не превышают предела текучести материала, а пластические деформации отсутствуют.

Уравнения ползучести интегрируются с помощью алгоритма на основе явной схемы Эйлера, который эффективен при малых значениях накопленной деформации ползучести. Общая упругая деформация определялась так [6]

$$\{\varepsilon'_n\} = \{\varepsilon_n\} - \{\varepsilon_n^{pl}\} - \{\varepsilon_n^{th}\} - \{\varepsilon_{n-1}^{cr}\},$$

где $\{\varepsilon_n^{pl}\}$ – вектор деформации пластичности; $\{\varepsilon_n^{th}\}$ – вектор температурной деформации; $\{\varepsilon_{n-1}^{cr}\}$ – вектор деформации ползучести.

Общая эквивалентная деформация определяется соотношением

$$\varepsilon_{et} = \frac{1}{\sqrt{2(1+\nu)}} \left[(\varepsilon'_x - \varepsilon'_y)^2 + (\varepsilon'_y - \varepsilon'_z)^2 + (\varepsilon'_z - \varepsilon'_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma'_{xy})^2 + \frac{3}{2}(\gamma'_{yz})^2 + \frac{3}{2}(\gamma'_{zx})^2 \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Эквивалентные упругие напряжения определяются формулой

$$\sigma_e = 3G\varepsilon_{et},$$

где $G = E/(2(1 + \nu))$ – модуль сдвига; E – модуль Юнга; ν – коэффициент Пуассона.

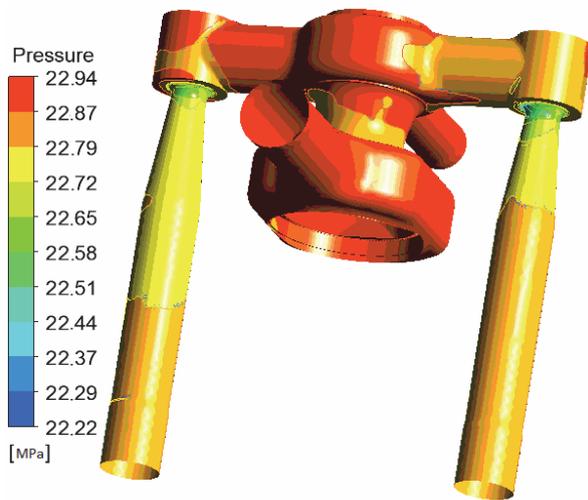


Рис. 1 – Давление пара на внутреннеи стенка корпуса клапана

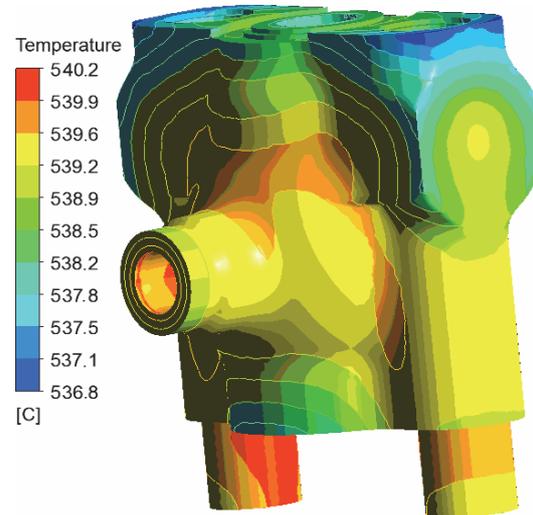


Рис. 2 – Температурное поле корпуса

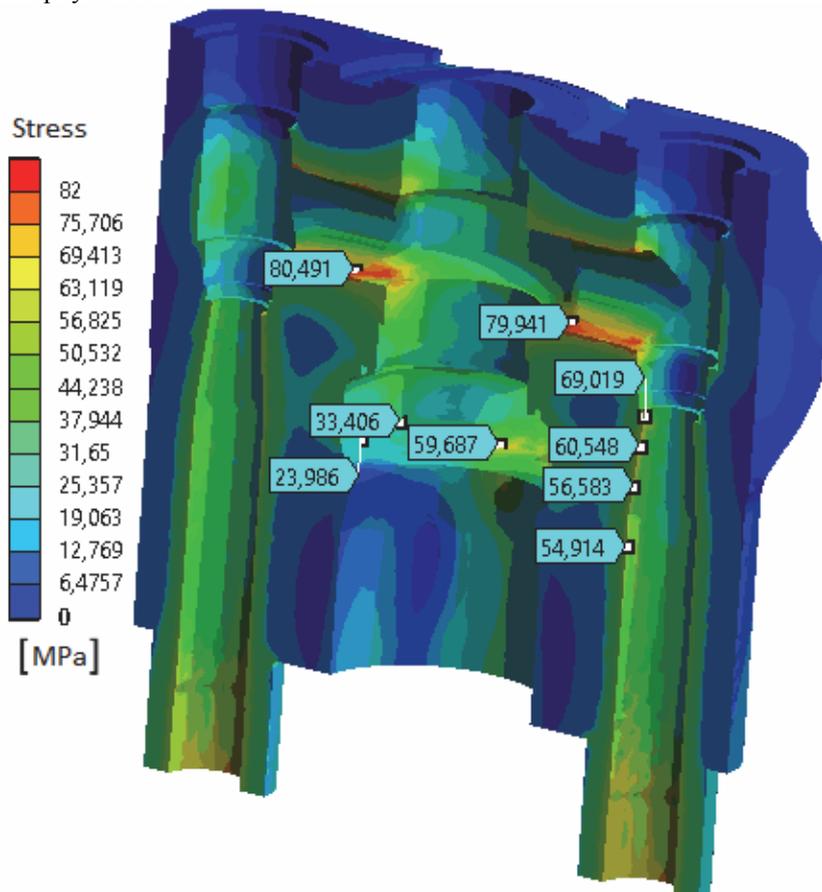


Рис. 3 – Упругие напряжения в корпусе клапана

Эквивалентная деформация ползучести находится как скалярная величина из уравнения

$$\varepsilon^{cr} = \frac{C_1 \sigma_e^{C_2} t^{C_3+1} e^{-C_4/T}}{C_3+1} + C_5 \sigma_e^{C_6} t e^{-C_7/T},$$

где $C_1 \dots C_7$ – константы. Используемая модель неявной ползучести с упрочнением учитывает начальную и установившуюся ползучесть.

Мера приращения деформации ползучести в заданной точке интегрирования находится из выражения $C_s = \Delta \varepsilon^{cr} / \varepsilon^{et}$. Так как используется явная процедура интегрирования (все значения в уравнениях приращения, кроме температуры, относятся к моменту времени t_{n-1}) устойчивость решения определяется величиной шага по времени. При решении задачи использовался такой шаг, чтобы наибольшее значение C_s для всех элементов во всех точках интегрирования не превышало 0,05, что позволило получить устойчивое решение.

Приращения компонент деформации ползучести можно представить в виде полного тензора деформаций [6]:

$$\Delta \varepsilon_x^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{(2\varepsilon'_x - \varepsilon'_y - \varepsilon'_z)}{2(1+\nu)}; \quad \Delta \varepsilon_y^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{(2\varepsilon'_y - \varepsilon'_z - \varepsilon'_x)}{2(1+\nu)}; \quad \Delta \varepsilon_z^{cr} = -\Delta \varepsilon_x^{cr} - \Delta \varepsilon_y^{cr};$$

$$\Delta \varepsilon_{xy}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{xy}; \quad \Delta \varepsilon_{yz}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{yz}; \quad \Delta \varepsilon_{xz}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{xz}.$$

Упругие деформации и суммарные деформации ползучести вычисляются по зависимостям:

$$\left(\varepsilon_x^{el}\right)_n = \left(\varepsilon'_x\right)_n - \Delta \varepsilon_x^{cr}; \quad \left(\varepsilon_y^{el}\right)_n = \left(\varepsilon'_y\right)_n - \Delta \varepsilon_y^{cr}; \quad \left(\varepsilon_z^{el}\right)_n = \left(\varepsilon'_z\right)_n - \Delta \varepsilon_z^{cr};$$

$$\left(\varepsilon_x^{cr}\right)_n = \left(\varepsilon_x^{cr}\right)_{n-1} + \Delta \varepsilon_x^{cr}; \quad \left(\varepsilon_y^{cr}\right)_n = \left(\varepsilon_y^{cr}\right)_{n-1} + \Delta \varepsilon_y^{cr}; \quad \left(\varepsilon_z^{cr}\right)_n = \left(\varepsilon_z^{cr}\right)_{n-1} + \Delta \varepsilon_z^{cr}.$$

Учитывая предельные упругие напряжения и тепловое состояние корпуса клапана для определения констант модели ползучести использовались четыре кривые стали 15X1M1Ф, соответствующие температурам 550 °С, 525 °С и напряжениям 80 МПа, 60 МПа (рис. 4). Константы $C_1 \dots C_7$ приведены в табл. 1. Расчет ползучести проводился до 100 тыс. часов работы клапана.

Таблица 1

Константы модели ползучести

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7
1,4627E-19	3,2952	-0,4408	27260	3,0817E-22	1,1303	3196

Расчетными исследованиями процессов ползучести определены деформации корпуса клапана на стационарном режиме работы в неоднородном тепловом поле. Можно сказать, что деформации ползучести наблюдаются на внутренних стенках корпуса клапана, при этом поверхности наружных стенок практически не испытывают ползучести (рис. 5). Максимальные значения деформаций, не превышающие 0,7 % в момент времени $t = 100000$ ч (рис. 6), сосредоточены в патрубках перед стопорными клапанами (рис. 6). В центральной камере клапана интенсивность деформаций меньше, хотя именно здесь на практике наблюдается образование трещин.

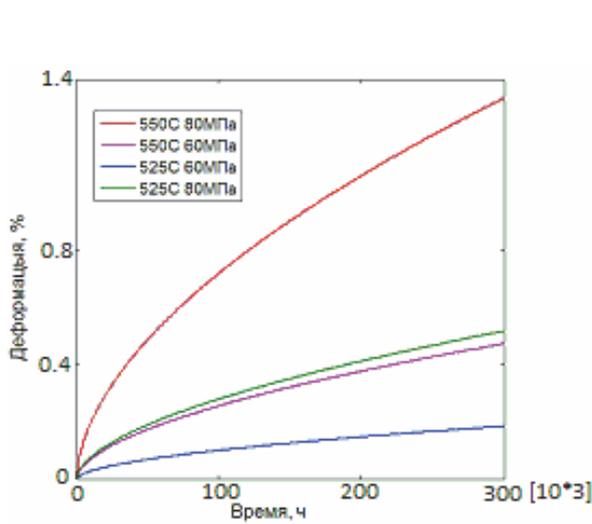


Рис. 4 – Кривые ползучести стали 15X1M1Ф

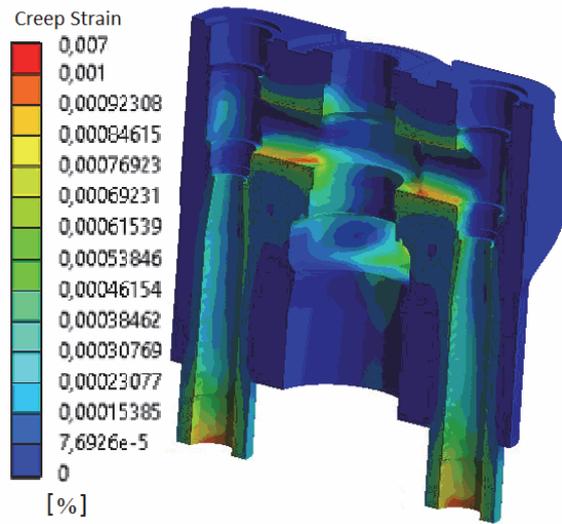
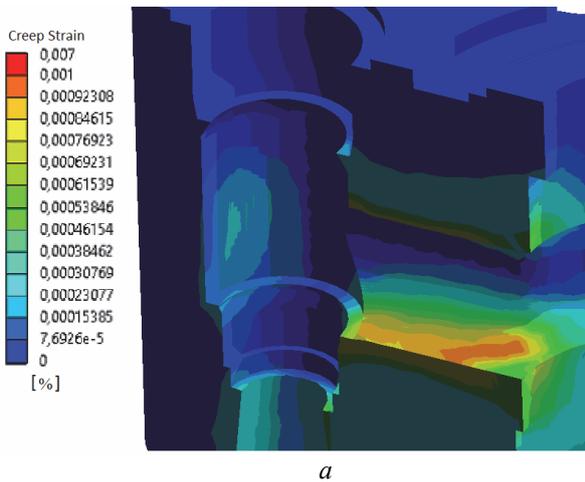
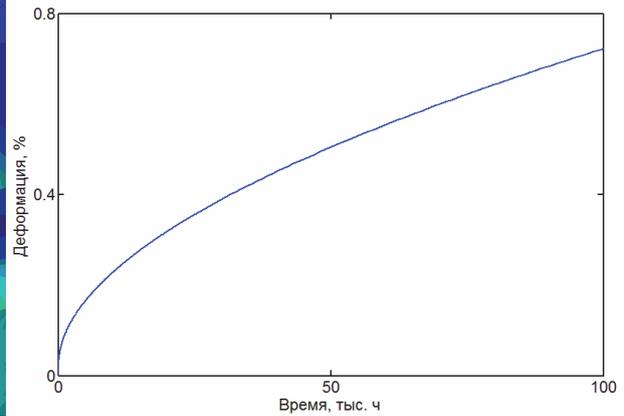


Рис. 5 – Деформации ползучести корпуса

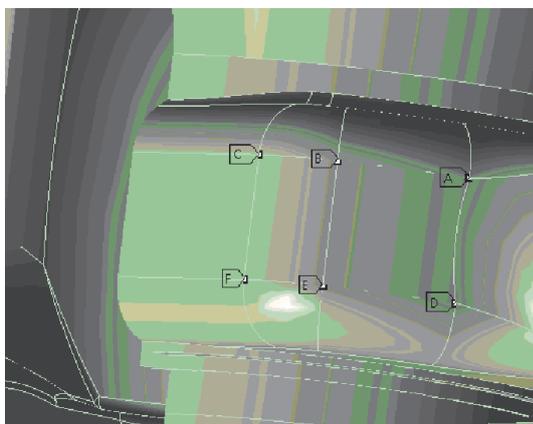


a

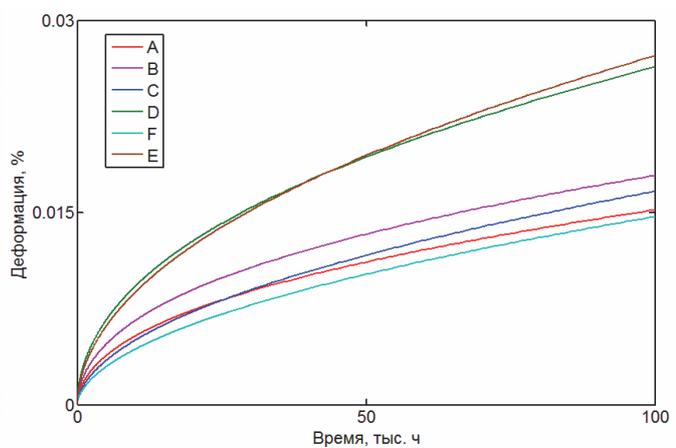


б

Рис. 6 – Деформации ползучести в патрубке перед регулирующим клапаном:
a – деформации ползучести; *б* – значение максимальной деформации ползучести от времени



a



б

Рис. 7 – Деформации ползучести в центральной камере клапана
a – места образования трещин; *б* – значение деформаций ползучести от времени в точках A, B, C, D, F, E

На рис. 7 показано изменение деформации во времени в точках *A, B, C, D, F, E* в процессе ползучести. Следует отметить, что ползучесть протекает интенсивнее в нижней части центральной камеры. В точках *D* и *E* деформации не превышают 0,03 %. Рассматривая полученные зависимости деформаций от времени можно сказать, что установившаяся ползучесть наступает приблизительно после 30000 ч работы клапана. Учитывая, что на практике в корпусе клапана обнаруживают трещины после четырех лет эксплуатации (около 35 тыс. часов), исходя из полученных результатов можно утверждать, что ползучесть материала не вносит основной вклад в образование трещин за этот период.

Выводы

Выполнено численное исследование напряженно-деформированного состояния и ползучести корпуса клапана паровой турбины К-325 на стационарном режиме работы. Вопросы ползучести корпуса клапана впервые рассмотрены комплексно с использованием результатов расчетов течения пара с учетом теплопроводности корпуса по трехмерным моделям. Исходя из полученных за 100 тыс. ч значений деформаций ползучести $\varepsilon^{cr} = 0,8\%$ можно сказать, что явление ползучести на стационарных режимах работы не является основным фактором, вызывающим образования трещин в корпусе клапана. Учитывая, что на практике трещины обнаруживаются после нескольких лет эксплуатации, значительный интерес представляет решение задачи с учетом возможных несовершенств и дефектов в отливках корпуса клапана, а также малоциклового усталости материала на нестационарных режимах работы.

Список литературы: 1. Плоткин, Е. Р. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков [Текст] / Е. Р. Плоткин, А. Ш. Лейзерович. – М.: Энергия, 1980. – 192 с. 2. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0 [Text] / ANSYS, Inc. // Southpointe 275 Technology Drive. – Canonsburg: PA 15317, 2006. – 312 p. 3. Menter, F. R. Eddy Viscosity Transport Equations and their Relation to $k-\omega$ the Model [Text] / F. R. Menter // NASA Technical Memorandum 108854. – November. – 1994. 4. Колядюк, А. С. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины [Текст] / А. С. Колядюк, Н. Г. Шульженко, И. Н. Бабаев // Вестник двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 106–110. – ISSN 1727-0219. 5. Колядюк, А. С. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы [Текст] / А. С. Колядюк, Н. Г. Шульженко, С. В. Ершов // Вестник двигателестроения. – 2012. – № 2. – С. 94–101. – ISSN 1727-0219. 6. ANSYS Analysis Guide. Element Reference. Element Library [Электронный ресурс] / ANSYS, Inc. // Southpointe 275 Technology Drive. – Электрон. дан. (1 файл). – Canonsburg: PA 15317. – CD-ROM.

Bibliography (transliterated): 1. Plotkin, E. R., and A. Sh. Lejzerovich. *Puskovye rezhimy parovyh turbin jenergoblokov*. Moscow: Jenergija, 1980. Print. 2. ANSYS, Inc. "ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0." *Southpointe 275 Technology Drive*. Canonsburg: PA 15317, 2006. Print. 3. Menter, F. R. "Eddy Viscosity Transport Equations and their Relation to $k-\omega$ the Model." *NASA Technical Memorandum 108854*. November. 1994. Print. 4. Koljadjuk, A. S., N. G. Shul'zhenko and I. N. Babaev. "Chislennoe modelirovanie techenija para v regulirovochnom klapane turbiny." *Vestnik dvigatelestroenija* 2 (2011): 106–110. ISSN 1727-0219. Print. 5. Koljadjuk, A. S., N. G. Shul'zhenko and S. V. Ershov. "Techenie para i raspredelenie temperatury v sisteme paroraspredelenija turbiny dlja razlichnyh rezhimov ee raboty" *Vestnik dvigatelestroenija* 2 (2012): 94–101. ISSN 1727-0219. Print. 6. ANSYS, Inc. "ANSYS Analysis Guide. Element Reference. Element Library." *Southpointe 275 Technology Drive*. Canonsburg: PA 15317. CD-ROM.

Поступила (received) 25.02.2014

УДК 621.165:539.4

В. П. СУХИНИН, д-р техн. наук, проф.; проф. УИПА, Харьков;
Т. Н. ПУГАЧЕВА, канд. техн. наук, доц.; доц. УИПА, Харьков

РЕСУРС ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Рассмотрены вопросы, связанные с особенностями состояния высокотемпературных элементов паровой турбины, а также факторы, влияющие на их работоспособность и ресурс. Проанализированы факторы, определяющие продолжительность надежной эксплуатации турбоустановки: исчерпание длительной пластичности из-за ползучести материала; накопление повреждений в критических зонах роторов из-за малоциклового усталости. В зависимости от условий эксплуатации основными факторами, лимитирующими безаварийную работу конструкции при длительном нагружении, могут быть предельные деформации или разрушающие напряжения.

Ключевые слова: ресурс, паровая турбина, термонапряженное состояние, ползучесть и длительная прочность, малоцикловая усталость.

Введение

Наработка ряда турбин типа К-200-130, установленных на электростанциях Украины, приблизилась к парковому ресурсу, составляющему 220 тысяч часов (после двухкратного продления). В условиях резкого возрастания стоимости модернизации, особенно изготовления нового турбинного оборудования, и с учетом того, что ряд турбин этого типа находится во вполне удовлетворительном состоянии (хотя отдельные турбины этого же типа изношены в гораздо большей степени), весьма актуальной стала проблема уточненного расчетного анализа возможности (по условиям прочности и долговечности) дальнейшего продления индивидуального ресурса турбин этого типа в зависимости от фактического состояния металла, динамики повреждаемости.

Роторы паровых турбин являются ответственными элементами, определяющими, по существу, ресурс паровой турбины. Условия их эксплуатации – высокий уровень температур и напряжений, обуславливают характер протекания процессов ползучести и малоциклового усталости.

Прогнозирование фактического ресурса роторов паровых турбин в настоящее время является одной из основных задач диагностики роторов с большой наработкой и в связи со сложными условиями их нагружения. Сложность оценки эксплуатационной надежности цельнокованых роторов связана с наличием в них высоконагруженных зон, в которых повреждаемость накапливается по различным механизмам.

Анализ предыдущих исследований

Вопросы исследования ресурса турбин рассмотрены в ряде работ [1–3]. В выводах дана оценка запасов по длительной прочности для сроков эксплуатации 10^5 и $2 \cdot 10^5$ часов.

В [4] авторами рассматриваются вопросы возможности продления ресурса эксплуатации энергоблоков 800 МВт на основе анализа состояния высокотемпературных узлов. Отмечается, что роторы турбины с точки зрения потенциального разрушения являются наиболее уязвимыми элементами.

В [5] изложены подходы для принятия решений о продлении ресурса. Подчеркивается необходимость планирования, разработки и реализации ремонта с учетом предыстории эксплуатации и диагностических данных. Отмечается, что в роторах высокого давления (ВД) и среднего давления (СД) имелись повреждения и

© В.П. Сухинин, Т.Н. Пугачева, 2014

разрушения в зонах повышенной концентрации напряжений, в основном, по причине термоциклических нагружений при пусках и остановах.

Цель работы

Определение основных факторов, определяющих долговечность работы паровых турбин ТЭС.

Выявление зон, представляющих наибольшую опасность из-за вероятного образования эксплуатационных трещин, на основе анализа практических данных длительной эксплуатации роторов и исследования их термонапряженного состояния.

Материал и результаты исследований

Детали паровых турбин, подверженные воздействию высоких нагрузок и рабочих температур при проектировании, рассчитываются на конечный срок службы (ресурс).

В эксплуатации к паровой турбине и к паротурбинной установке в целом предъявляются два основные, связанные между собой, требования: надежность и экономичность. Эффективность этих двух положений, обусловленных уровнем проектных решений, заложенных в конструкции и культурой эксплуатации, оценивается в процессе длительной работы турбоустановки.

Под надежностью паротурбинной установки понимают её способность к выработке предусмотренных проектом электрической и тепловой энергии при заданных условиях и режимах эксплуатации на протяжении заданного срока эксплуатации. Надежность турбоустановки как сложной системы определяется прежде всего надежностью и долговечностью её оборудования: турбины, теплофикационной и конденсационной установок, питательного и конденсатных насосов, деаэратора, подогревателей и пр. Чем выше надежность отдельных элементов паротурбинной установки, тем выше её надежность в целом.

В практике эксплуатации турбоагрегатов различной мощности имели место случаи повреждений и разрушений узлов и деталей агрегатов, обусловленные, в большинстве случаев, недостаточной надежностью. Некоторые повреждения явились результатом нарушения режимов эксплуатации, наличия металлургических дефектов и истощения долговечности (уровень которой зависит от значительного числа параметров).

В турбины докритического и сверхкритического давления пар поступает с температурой (450–560) °С и давлением 8,8–23,5 МПа. Эти параметры обуславливают появление в металле ползучести и структурных превращений, приводящих к деградации свойств материалов.

На нескольких роторах цилиндров высокого и среднего давления первых турбин типа К-500-240 (ОАО «Турбоатом») после 70–100 тысяч часов эксплуатации выявлены трещины и вырывы металла в ободах дисков в области замковых грибовидных хвостовых соединений рабочих лопаток первых (наиболее высокотемпературных) ступеней. Трещины начинались от конструктивных концентраторов напряжений (отверстий для штифтов крепления замка) и развивались в теле обода по механизму ползучести. Причиной появления трещин, вероятнее всего, является существенная концентрация нагрузки в этой зоне в сочетании с геометрическими концентраторами, которая привела к ускоренной ползучести металла и его охрупчиванию. Такого рода нарушения встречаются и на роторах других (усовершенствованных) конструкций на разных стадиях эксплуатации. Хотя серьезных разрушений подобные повреждения за собой не повлекли, однако, как правило, приводили к замене ротора.

Несмотря на указанные случаи, катастрофических разрушений высокотемпературных роторов турбин, эксплуатируемых на электростанциях Украины и в странах ближнего зарубежья, по причине исчерпания ресурса металла при удовлетворительном качестве изготовления, эксплуатации и ремонта до настоящего времени не наблюдалось.

Вопросы продления ресурса паровых турбин, которые составляют основной парк оборудования на промышленных ТЭС и АЭС, по мере увеличения длительности их эксплуатации приобрели все возрастающую актуальность.

Рассматривая два класса турбин – турбины для ТЭС и турбины для АЭС, следует выделить условия работы этих турбин и рассмотреть кардинальное отличие в подходах к оценке их ресурса [6].

В турбинах для АЭС используется насыщенный пар с давлением от 4,37 до 6,3 МПа и начальной температурой до 280 °С. При таких параметрах в материалах, которые применяются для элементов парового тракта (корпус, ротор, облопачивание, диафрагмы) не проявляется ползучесть. В связи с этим долговечность элементов турбин АЭС определяется, в основном, активностью эрозионно-коррозионных процессов. Естественно имеется в виду, что остальные критерии надежности (главным образом малоцикловая усталость) соответствуют нормативным требованиям. Для турбин АЭС, пуск которых, как правило, производится 1 раз в год, малоцикловая усталость (30 пусков на протяжении 30 лет – назначенный ресурс для реактора) не создает опасных ситуаций.

При внедрении в энергетику турбин АЭС ресурс эксплуатации для них назначался исходя из практики эксплуатации турбин на органическом топливе, имея в виду их низкопотенциальную часть. До настоящего времени срок службы турбин АЭС устанавливался до 30 лет, хотя достаточно обоснованных критериев для назначения ресурса этих турбин пока не выработано.

Если рассматривать проблему долговечности турбин ТЭС, то исходя из условий эксплуатации их высокотемпературных деталей и узлов (роторов ВД и СД), первое место в сумме факторов, которые определяют долговечность эксплуатации, следует отнести ползучести и длительной прочности [6]. Известную роль здесь играет то обстоятельство, что на такие факторы как малоцикловая усталость можно влиять конструктивными и режимными мероприятиями [6], а ползучесть при регламентированных рабочих процессах (давление и температура рабочего тела, воздействие силовых факторов) приводит к непрерывному накоплению необратимой пластической деформации, которая во многих случаях достигает граничных значений для назначенного ресурса.

В результате при напряжении равном пределу длительной прочности деталь, с некоторым разбросом по времени (по отношению к расчетному) может разрушиться [7].

Обычно в практике принимают допустимую величину деформации ползучести в интервале от 0,3 % до 1 %.

Естественно при более низких значениях деформации ползучести (назначенных и соответствующих конкретному напряженному состоянию детали) исчерпание длительной пластичности растягивается на более длительный срок, чем назначенный ресурс. Это заключение подтверждается данными, полученными при эксплуатации реальных конструкций турбин.

НПО ЦКТИ накоплены фактические данные о протекании ползучести на более чем 100 роторах высокого и среднего давлений турбин К-200-130 и К-300-240 ЛМЗ [8].

В соответствии с методикой ЦКТИ проведены прецизионные сравнительные измерения диаметров осевого канала в высоко- и низкотемпературных зонах роторов и по разности измеренных величин определялась накопленная деформация ползучести. На рисунках 1 и 2 приведены фактические данные об остаточной деформации роторов соответственно высокого и среднего давлений турбины К-200-130 ЛМЗ.

На рис. 1 в виде прямых линий представлены расчетные значения ожидаемой остаточной деформации ползучести для роторов этих типов.

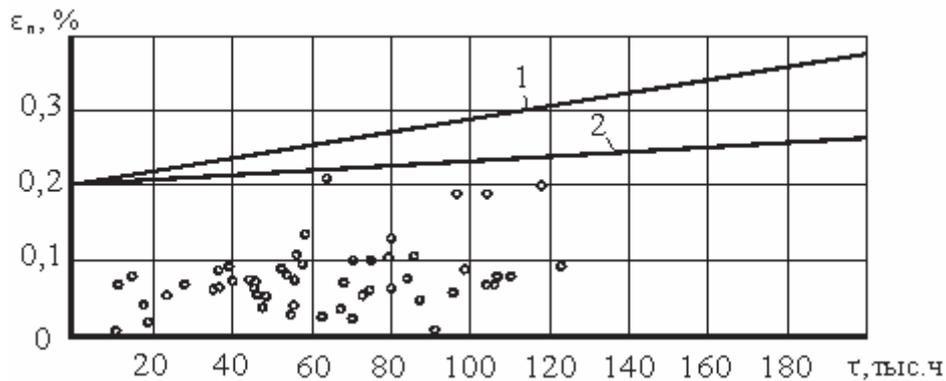


Рис. 1 – Зависимости накопленной деформации ползучести, определенной на поверхности осевой расточки ϵ_n от наработки τ роторов ВД турбин К-200-130 ЛМЗ при различной температуре пара: 1 – $t = 565^\circ\text{C}$; 2 – $t = 540^\circ\text{C}$; \circ – фактически измеренная деформация

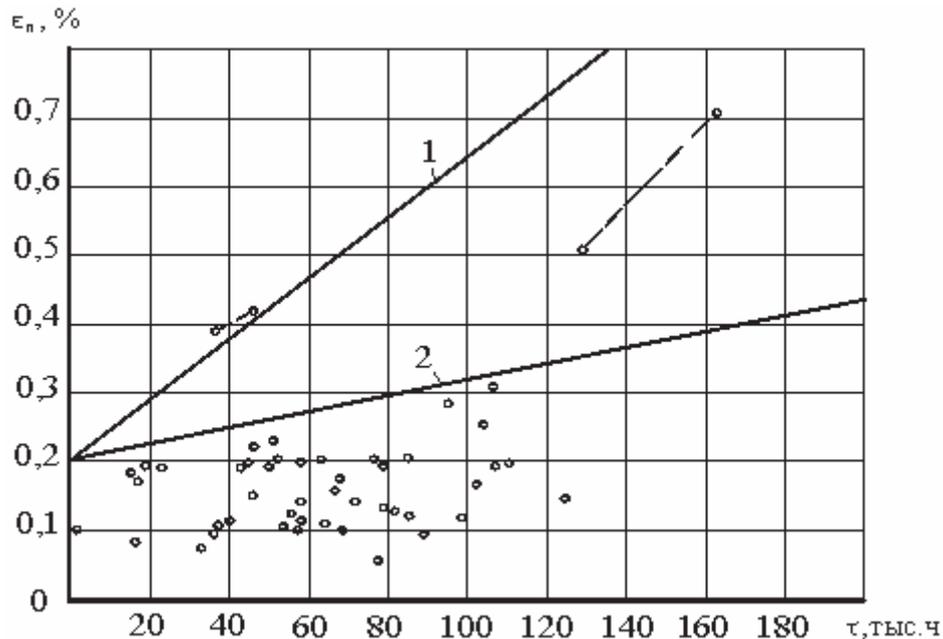


Рис. 2 – Зависимости накопленной деформации ползучести, определенной на поверхности осевой расточки ϵ_n от наработки τ роторов СД турбин К-200-130 ЛМЗ при различной температуре пара: 1 – $t = 565^\circ\text{C}$; 2 – $t = 540^\circ\text{C}$; \circ – фактически измеренная деформация

Из приведенных графиков видно, что для подавляющего большинства роторов высокого (92 %) и роторов среднего давления (95 %) фактический темп накопления остаточной деформации меньше расчетного. В то же время два ротора среднего давления из числа обследованных имели более высокий (чем расчетный) темп роста остаточной деформации ползучести. Для обоих роторов измерения проводились

дважды. На рис. 2 результаты каждого измерения обозначены точкой, а результаты измерений, выполненных на одном и том же роторе, соединены штриховыми линиями. Первый ротор после 38 тысяч часов работы имел остаточную деформацию 0,38 %, а после 48 тысяч часов работы – 0,42 %. Второй ротор за 135 тысяч часов накопил 0,5 % остаточной деформации, а после 163,5 тысяч часов эксплуатации имел деформацию 0,7 %. Учитывая фактический темп накопления остаточной деформации ползучести, следует ожидать, что через 200 тысяч часов работы и первый и второй роторы накопят примерно (0,85–0,90) % деформации. Таким образом, можно ожидать, что практически для всего парка роторов турбин мощностью 200 МВт, изготовленных из сталей 25X1МФ (P2MA), накопленная остаточная деформация ползучести через 200 тысяч часов не превысит 1 %, а для 95 % роторов СД и 100 % роторов ВД эта величина не превысит 0,5 %.

Следует отметить, что общий массив проведенных измерений деформаций ползучести для роторов ВД определяется линейной зависимостью, для которой максимальное увеличение накопленной деформации ползучести ϵ_n после 120 тыс. часов эксплуатации не превысило 0,1 %. И только у 4 роторов значение деформации ползучести близко к линии 2 при 540 °С на рис. 1.

Для роторов СД деформация ползучести распределилась на две аппроксимируемые области, из которых нижняя близка по темпу к ползучести, отмеченной для роторов ВД, верхняя приближается к линии 2 на рис. 2.

Необходимо учесть, что с 1967 года все блоки на сверхкритические параметры эксплуатируются при начальной температуре 540 °С (первоначально принята 565 °С), это и предопределило (в числе других факторов) умеренный характер пластической деформации внутренней поверхности роторов для большей части турбин.

Еще одним фактором, оказывающим существенное влияние на долговечность ротора, являются термические напряжения. Масса цельнокованого ротора достигает нескольких десятков тонн, а диаметр его сечения превышает 0,5 м. При пусках и остановках турбин на поверхностях роторов возможно появление термических (температурных) напряжений, по величине превосходящих предел текучести стали и способствующих зарождению и развитию трещин по механизму малоциклового усталости.

Общий алгоритм расчета ресурса включает: определение температурных полей, температурных напряжений, накопленной поврежденности от статических и циклических нагрузок, оценку ресурса, вычисление времени роста трещины и предельного времени для назначения дефектоскопического контроля.

Анализ данных длительной эксплуатации роторов с учетом особенностей работы уплотнений и исследование их термонапряженного состояния позволяют выявить в них зоны, представляющие наибольшую опасность из-за вероятного образования эксплуатационных трещин. К этим зонам относятся, прежде всего, показанные на рисунке 3:

– зона осевого канала под высокотемпературными ступенями (высокий уровень эксплуатационных напряжений от действия центробежных сил в сочетании с высокой температурой металла; основной механизм накопления повреждений – ползучесть при работе турбины в переменных режимах; дополнительный механизм – малоцикловая усталость);

– терморазгрузочные канавки и радиусные переходы, вызывающие концентрацию напряжений на наружной поверхности на участках концевых, диафрагменных и промежуточных уплотнений в зонах повышенных температур

металла (повышенные термические напряжения при переходных режимах работы турбины; механизм накопления повреждений – малоцикловая усталость);

– ободья дисков высокотемпературных ступеней в местах крепления замковых лопаток (высокий уровень статических напряжений от центробежных сил и парового потока, действующего на лопатки в сочетании с высокой концентрацией напряжений; основной механизм накопления повреждений – ползучесть, дополнительный механизм – малоцикловая усталость);

– галтели дисков высокотемпературных ступеней (механизм накопления повреждений – сочетание ползучести и малоциклового усталости);

– радиусы скругления пароразгрузочных отверстий в дисках (механизм накопления повреждений – ползучесть, повышенные термические напряжения и малоцикловая усталость).

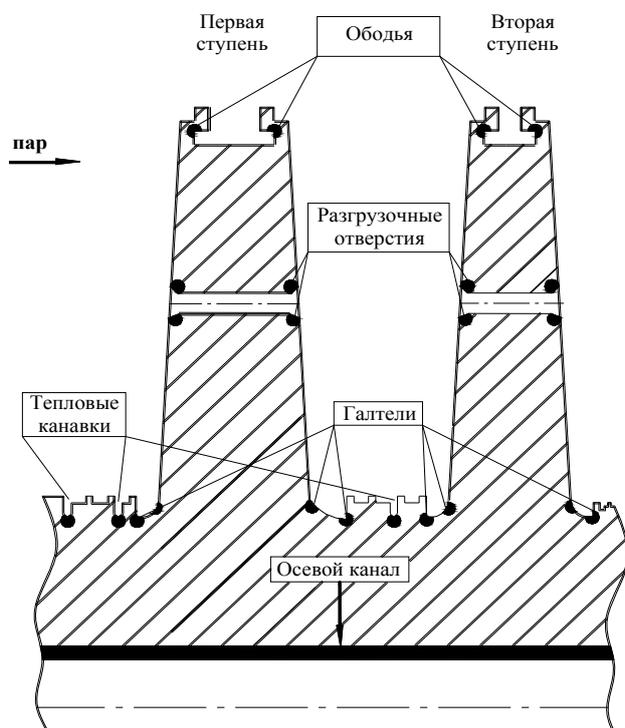


Рис. 3 – Зоны вероятного образования эксплуатационных трещин в высокотемпературных ступенях цельнокованых роторов турбин

Кроме накопления повреждений за счет механических воздействий в металле высокотемпературных зон происходят структурные и фазовые превращения, приводящие к деградации служебных свойств материала ротора.

Из перечисленных зон наибольшей опасности появления повреждений (по механизму ползучести) подвержена зона осевого канала. Эксплуатационные напряжения в этой зоне приводят к образованию трещин, ориентированных в радиально осевой плоскости ротора. Такое расположение дефектов не сказывается на изменении вибрационных характеристик валопровода и наличие дефекта может оставаться незамеченным при его увеличении до критического размера, после чего становится вероятным хрупкое (лавинообразное) разрушение ротора.

Кроме того, металлургические

дефекты, часто встречающиеся в крупных поковках (особенно при способах выплавки стали, применявшихся в 50-х годах), также ориентированы в этом направлении и представляют собой уязвимые места для зарождения в них эксплуатационных трещин.

Выводы

1) Основными факторами, определяющими долговечность работы турбин ТЭС, исходя из условий эксплуатации их высокотемпературных деталей и узлов (роторов ВД и СД), являются ползучесть и длительная прочность. На малоцикловую усталость можно влиять конструктивными и режимными мероприятиями, а ползучесть при регламентированных рабочих процессах приводит к непрерывному накоплению необратимой пластической деформации, которая во многих случаях достигает граничных значений для назначенного ресурса.

2) Исследования показали, что через 200 тысяч часов работы практически для всего парка роторов турбин мощностью 200 МВт, изготовленных из стали 25Х1МФ (Р2МА), накопленная остаточная деформация роторов СД и ВД не превысит 0,5 %.

3) Анализ практических данных длительной эксплуатации роторов и исследование их термонапряженного состояния позволяют выявить в них зоны, представляющие наибольшую опасность из-за вероятного образования эксплуатационных трещин.

Список литературы: 1. Борздыка, А. М. Методы горячих механических испытаний металлов [Текст] / А. М. Борздыка. – М.: Металлургиздат, 1962. – 488 с. 2. Прочность паровых турбин [Текст]: моногр. / Л. А. Шубенко-Шубин и др.; под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с. 3. Розенблюм, В. И. К расчету ползучести цельнокованных роторов [Текст] / В. И. Розенблюм // Энергомашиностроение. – 1964. – № 8. – С. 15–18. 4. Букин, Ю. А. Проблемы обеспечения надежности металла и продления сроков эксплуатации сверх паркового ресурса оборудования энергоблоков 800 МВт Сургутской ГРЭС-2 [Текст] / Ю. А. Букин, Е. И. Пименова // Металл оборудования ТЭС. Проблемы и перспективы: тр. науч.-техн. конф., г. Москва (Россия), 30 окт.-2 нояб. 2006 г. / Всерос. теплоэнерг. ин-т. – М., 2006. – С. 94–99. 5. Белов, П. Г. Методический подход к оценке риска эксплуатации энергооборудования ТЭС [Текст] / П. Г. Белов, В. Ф. Резинских, А. А. Римов // Металл оборудования ТЭС. Проблемы и перспективы: тр. науч.-техн. конф., г. Москва (Россия), 30 окт.-2 нояб. 2006 г. / Всерос. теплоэнерг. ин-т. – М., 2006. – С. 21–28. 6. Кострикин, В. О. Конструкція і розрахунки на міцність елементів парових турбін [Текст]: моногр. / В. О. Кострикин, В. П. Сухинин, О. Л. Шубенко. – Х.: [б. в.], 2006. – 136 с. 7. Сухинин, В. П. Старение энергоблоков, расчетный и действительный ресурс [Текст] / В. П. Сухинин, Т. Н. Пугачева // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 148–153. 8. Резинских, В. Ф. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин [Текст] / В. Ф. Резинских, В. И. Гладштейн, Г. Д. Авруцкий. – М.: Изд. дом МЭИ, 2007. – 296 с.

Bibliography (transliterated): 1. Borzdyka, A. M. *Metody gorjachih mehanicheskikh ispytaniy metallov*. Moscow: Metallurgizdat, 1962. Print. 2. Shubenko-Shubin, L. A., et al. *Prochnost' parovyh turbin*. Ed. L. A. Shubenko-Shubin. Moscow: Mashinostroenie, 1973. Print. 3. Rozenbljum, V. I. "K raschetu polzuchesti cel'nokovanyh rotorov." *Jenergomashinostroenie* 8 (1964): 15–18. Print. 4. Bukin, Ju. A., and E. I. Pimenova. "Problemy obespechenija nadezhnosti metalla i prodlenija srokov jekspluatacii sverh parkovogo resursa oborudovanija jenergloblokov 800 MVT Surgutskoj GRJeS-2." *Metall oborudovanija TJeS. Problemy i perspektivy: tr. nauch.-tehn. konf., g. Moskva (Rossija), 30 October – 2 November 2006 g.* Moscow: Vseros. teplojenerg. in-t., 2006. Print. 5. Belov, P. G., V. F. Rezinskih and A. A. Rimov "Metodicheskij podhod k ocenke riska jekspluatacii jenergooborudovanija TJeS." *Metall oborudovanija TJeS. Problemy i perspektivy: tr. nauch.-tehn. konf., g. Moskva (Rossija), 30 October – 2 November 2006 g.* Moscow: Vseros. teplojenerg. in-t., 2006. Print. 6. Kostrykin, V. O., V. P. Suhinin and O. L. Shubenko. *Konstrukcija i rozrahunky na micnist' elementiv parovyh turbin*. Kharkiv, 2006. Print. 7. Suhinin, V. P., and T. N. Pugacheva. "Starenie jenergloblokov, raschetnyj i dejstvitel'nyj resurs." *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "HPI"*. No. 2. Kharkov: NTU "HPI", 2007. 148–153. Print. 8. Rezinskih V. F., V. I. Gladshtejn and G. D. Avruckij. *Uvelichenie resursa dlitel'no rabotajushih parovyh turbin*. Moscow: Izd. dom MEI, 2007. Print.

Поступила (received) 15.02.2014

УДК 621.313

Ю. К. ПЕТРЕНЯ, д-р физ.-мат. наук, проф., чл.-корр. РАН; зам. ген. директора – техн. директор ОАО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия;

О. В. АНТОНЮК, гл. конструктор по проектированию турбогенераторов ОАО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия;

С. Н. ГАВРИЛОВ, канд. техн. наук, зав. отд. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;

А. В. ГАЕВ, канд. техн. наук; зав. лаб. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия

О ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ СТАТОРОВ МОЩНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

Отмечена большая практическая важность проблемы определения собственных частот и форм колебаний элементов лобовых частей мощных турбогенераторов. Представлены результаты анализа различных методик с учётом степени достоверности расчётных характеристик вибрационного состояния и их сходимости с результатами стендовых испытаний и опытом эксплуатации, что позволило выявить существенную зависимость результатов расчёта от ряда параметров и условий постановки и решения проблемы определения и управления вибрационным состоянием турбогенераторов. Результаты численного моделирования для определения собственных частот выводного конца и части кольца соединительных шин статора в трехмерной постановке получены с применением метода конечных элементов. Показана сильная зависимость расчётных характеристик, как от используемых алгоритмов расчёта, так и от корректной постановки краевых условий. Повышение достоверности численного моделирования требует учёта в расчётных процедурах экспериментальных данных стендовых исследований и промышленных экспериментов, таким образом, должен быть обеспечен переход от численного расчёта и моделирования к расчётно-экспериментальным методам определения вибрационного состояния мощных турбогенераторов.

Ключевые слова: турбогенератор, статор, лобовая часть, собственная частота, форма колебаний, численное моделирование.

Введение

Повышение единичной мощности турбогенератора, в основном, происходит за счет более интенсивного использования активных материалов при форсировании охлаждения обмоток статора и ротора. Большие линейные токовые нагрузки и, как следствие, большие переменные электродинамические усилия, наличие воды как охлаждающего элемента делают обмотку статора очень уязвимым местом турбогенератора.

Самыми распространенными повреждениями статоров мощных турбогенераторов являются ослабление и разрушение элементов крепления лобовых частей, истирание и механические повреждения корпусной изоляции, нарушение герметичности соединения стержней. Практически все эти повреждения связаны с повышенной вибрацией обмотки статора.

Источником вибрации лобовых частей статоров турбогенераторов является сердечник. Магнитные силы, действующие радиально в воздушном зазоре между ротором и статором, вызывают вибрацию сердечника статора. В двухполюсных турбогенераторах основная гармоническая составляющая индукции в воздушном зазоре вызывает вибрацию с частотой вдвое большей, чем частота вращения ротора. То есть при частоте вращения ротора 3000 об./мин., частота вибрации составляет 100 Гц.

© Ю.К. Петреня, О.В. Антонюк, С.Н. Гаврилов, А.В. Гаев, 2014

Сердечники мощных турбогенераторов проектируют таким образом, чтобы их собственные частоты изгибных колебаний были выше 100 Гц и находились в диапазоне 140–170 Гц [1].

Вибрация корпуса статора при жестком закреплении сердечника того же порядка, что и вибрация сердечника. В крупных турбогенераторах для снижения вибраций корпуса и фундамента применяется упругое закрепление сердечника в корпусе. Система корпус – упругая связь – сердечник проектируются так, чтобы частоты свободных колебаний были достаточно удалены от 100 Гц.

На основании экспериментальных исследований турбогенераторов установлено, что при недостаточной проработке конструкции системы крепления обмотки статора её виброперемещения в нормальных эксплуатационных режимах работы способны достигнуть недопустимо больших величин [2–5].

Резкое возрастание вибрации возникает при приближении частоты колебаний вынуждающей силы к собственной частоте колебаний элемента обмотки, поэтому задача обеспечения вибрационной отстройки имеет приоритетное значение для обеспечения надежной и безопасной эксплуатации мощных турбогенераторов.

Анализ основных достижений и литературы

Развитие методик расчета вибрационного и напряженного состояния лобовых частей обмотки статора имеет уже вековую историю. Вначале лобовую часть стержня представляли прямой многопролетной балкой с шарнирными опорами, имитирующими дистанционные распорки. Такая схема позволила рассмотреть деформации обмотки в зависимости от действующих на неё усилий, а также оценить влияние расстояния между распорками на собственные частоты лобовых частей.

Однако дальнейший анализ механизма колебаний лобовых частей стержневой обмотки статора показал, что элементы крепления их достаточно упруги, а помимо изгиба значительную роль в деформировании стержневой играет скручивание.

Корзины лобовых частей рассматривали как циклически замкнутую систему, где каждая лобовая дуга представлялась одномассовой системой с некоторой эквивалентной массой и жёсткостью [6].

Были разработаны пространственные стержневые расчетные схемы лобовых частей на упругих опорах, учитывающие реальную геометрию лобовой дуги и опирающиеся на теорию колебаний тонких стержней [7, 8]. Расчётная схема такого типа имеет следующую структуру. Лобовые части обмотки статора крупных турбогенераторов представляют систему стержней, связанных между собой и с внешней опорной конструкцией. Каждая лобовая дуга состоит из двух соединенных в головке стержней, начинающихся на выходе из паза статора. Лобовая часть стержня обмотки разделяется на прямой участок продолжение пазовой части, эвольвентный участок – эвольвенту на конической поверхности и головку.

В других расчетных схемах [9] лобовая обмотка статора рассматривается как сложная система связанных криволинейных стержней. Все стержни системы считаются монолитными, с жестко заделанными концами. Каждый стержень в нескольких точках по длине связан с двумя соседними стержнями, а также со стержнем другого слоя, так что они образуют связанную систему, называемую «корзиной». При решении используется метод циклической симметрии, использующий предположение об идентичности стержней, связей и структурной симметрии системы.

Один из основных недостатков применяемых расчетных схем заключается в недостатке надёжной информации о механических параметрах обмотки и в неопределённости упругих свойств конструкции крепления. Эти величины являются

исходными для расчётов, что в конечном итоге определяет недостаточную точность результатов.

Другим недостатком является множество допущений в расчётных методиках. Необходимость идеализации расчётной схемы связана как со сложностями геометрии лобовых частей, характерами связей их между собой и опорными конструкциями, так и с особенностями технологии, используемыми материалами, недостоверностью многих исходных данных.

Таким образом, основными недостатками расчетного определения собственных частот колебаний элементов лобовых частей статоров турбогенераторов являются:

- Неопределенность в физико-механических свойствах материалов.
- Неопределенность условий закрепления.
- Неопределенности вносимые при изготовлении и монтаже.
- Идеализации и допущения расчетных схем.

Сложившаяся ситуация приводит к тому, что в исследованиях вибрации преобладают экспериментальные работы.

В последнее время, благодаря значительному развитию вычислительной техники и расчетных методов анализа, появилась возможность решить эту задачу в более полной постановке.

Цель исследования, постановка задачи

Все выше сказанное свидетельствует о масштабности и актуальности проблемы обеспечения вибрационной надежности статоров мощных турбогенераторов. В настоящее время как расчетная, так и экспериментальная база для такой работы существенно расширилась по сравнению с ранее использовавшимися методиками и подходами. Это позволяет проводить комплексные работы, направленные на расчет вибрационных характеристик, рассматривать и учитывать влияние большинства эксплуатационных факторов и конструкционных особенностей.

Комплексный подход подразумевает использование, как расчетных методов оценки вибрационных характеристик, так и проведение модельных или натурных испытаний, а также экспериментальных работ по определению вибрационного состояния статора турбогенераторов в условиях станций. По мере проведения работ предполагается уменьшение объема экспериментальных исследований с учетом накопления и анализа информации по результатам уже выполненных работ, смещение направленности работ в расчетную область.

Таким образом, необходимо разработать и применить при проектировании комплекс современных расчетно-экспериментальных методов обеспечения вибрационной надежности статоров мощных турбогенераторов ТЭС и АЭС с учетом действующих статических и динамических напряжений.

Целью данного исследования является анализ возможности решения поставленной задачи с помощью современных возможностей многофункциональных расчетных комплексов методом конечных элементов.

Результаты исследования

В качестве примера рассмотрим расчет собственных частот и форм колебаний выводного конца и соответствующей ему части кольца соединительных шин с шинодержателями. Выводной конец обмотки статора соединен с выводными шинами гибкой перемычкой и закреплен на корпусе статора. Между выводным концом и корпусом установлена резиновая прокладка. Шины в шинном кольце закреплены с помощью кронштейнов-шинодержателей. Крепление осуществляется с помощью

набора стеклотекстолитовых колодок, между которыми расположены шины и стальных шпилек ввернутых в резьбовые отверстия нажимного кольца.

Все расчетные исследования проводились с помощью многофункционального конечно-элементного расчетного комплекса.

В соответствии с практикой измерений динамических характеристик элементов лобовых частей обмотки статора, собственные частоты шин не должны попадать в отстраиваемый диапазон 90–120 Гц.

Для решения поставленной задачи, на основе предоставленной пространственной геометрической модели, разработана трехмерная конечно-элементная модель (рис. 1).

В таблице представлены основные физико-механические свойства используемых материалов.

Таблица

Физико-механические свойства материалов

Материал	Модуль упругости, E , Па	Коэффициент Пуассона, ν	Плотность, кг/м ³
Медь	$1,15 \cdot 10^{11}$	0,3	8900
Резина	$1 \cdot 10^7$	0,49	2500
Стеклотекстолит	$2 \cdot 10^{10}$	0,3	1600

Как видно из таблицы, свойства используемых материалов существенно отличаются, что необходимо учитывать при создании расчетной модели. Композиционная структура стеклотекстолита вносит дополнительную неопределенность и требует проведения серии экспериментальных работ для определения эффективных физико-механических характеристик. В модели соединительные шины представляют собой трехслойную конструкцию – проводник прямоугольного сечения (медь), стеклотекстолитовая изоляция и внутри охлаждающая вода – это дает возможность корректно моделировать жесткостные и массовые характеристики шин.

Как видно из полученных результатов (рис. 2) для выбранной модели, в спектре собственных частот модели присутствует частота 109,8 Гц, лежащая в опасном диапазоне 90–120 Гц. Это свидетельствует о возможности возникновения резонансных колебаний выводных шин на рабочем режиме.

При решении задачи не учитывалось влияние нажимной плиты. Учет податливости «заделки» – нажимной плиты может привести к дополнительному снижению частоты колебаний.

Следует отметить, что в зонах установки кронштейнов нажимная плита не является равножесткой конструкцией, в связи с этим, жесткость закрепления для каждого кронштейна является разной.

Дополнительное крепление соединительных шин осуществляется с помощью вязки между собой кольцевых участков лавсановым шнуром. Шнур предварительно пропитывается специальным составом и запекается после наложения на шины. Опыт эксплуатации генераторов показал, что лавсановый шнур имеет тенденцию к растягиванию в процессе работы турбогенератора из-за действия тепловых деформаций и релаксации напряжений в шнурах. Это приводит к ослабеванию вязок и изменению вибрационных характеристик выводных шин.

В этих условиях корректная постановка граничных условий возможна только с использованием расчетно-экспериментального подхода, когда пошагово все

закрепления моделируются и их вибрационные характеристики определяются в начале расчетным путем, а затем выполняется серия экспериментальных работ. Окончательное формирование граничных условий выполняется после сопоставления результатов независимых расчетных и экспериментальных исследований.

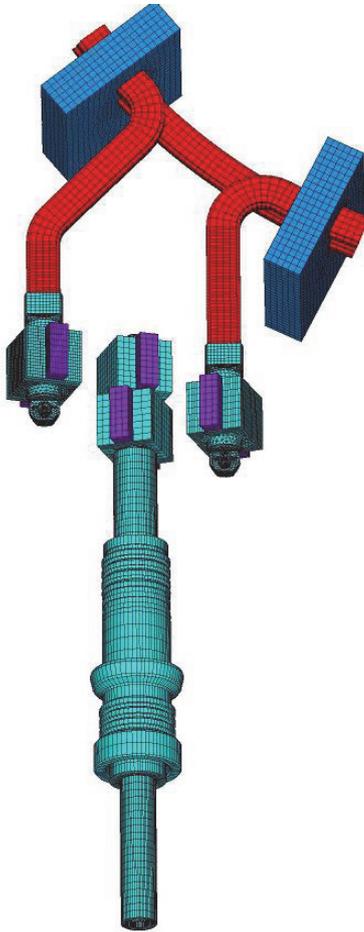


Рис. 1 – Конечно-элементная модель

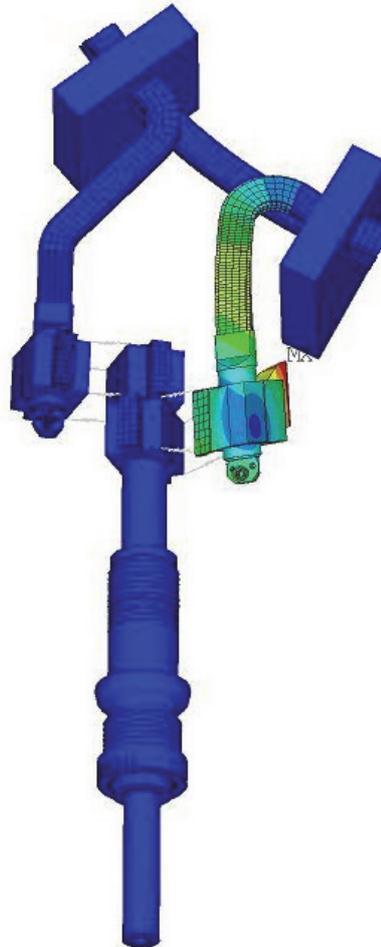


Рис. 2 – Форма изгибных колебаний.
Частота 109,8 Гц

```
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =14  
FREQ=109.802  
USUM      (AVG)  
RSYS=0  
DMX =.329571  
SMX =.329571
```

Выводы

1) Для применения расчетов с помощью МКЭ в инженерной практике необходимо с помощью расчетно-экспериментальных методик снять неопределенности в постановке граничных условий.

2) Стандартные граничные условия, используемые в МКЭ, а именно ограничение степеней свободы, накладываемые на узлы контактирующих поверхностей, существенно повышают жесткость системы и не всегда адекватно описывают контактные взаимодействия различных элементов конструкции.

3) Необходимо также учитывать то, что условия закрепления не являются чем-то постоянным, а могут изменяться в процессе работы.

4) Основной проблемой, затрудняющей точное определение вибрационных характеристик выводных шин статоров турбогенераторов, является существенная неопределенность в постановке граничных условий.

5) Повышение точности расчетов может быть достигнуто применением при численном моделировании характеристик полученных экспериментальным путем.

Список литературы: 1. *Титов, В. В.* Турбогенераторы. Расчет и конструкция [Текст] / В. В. Титов, Г. М. Хуторецкий, Г. А. Загородная и др. – Л.: Энергия, 1967. – 895 с. 2. *Жимолохов, О. М.* Вибрации обмотки статора 30-пазового турбогенератора мощностью 200 МВт [Текст] / О. М. Жимолохов, П. Е. Зорин, Э. Ф. Майко и др. // Электрические станции. – 1975. – № 5. – С. 47–51. 3. *Tétreault, A.* End-winding vibration monitoring. Pivotal in preventing major damage on a large turbo-generator [Электронный ресурс] / A. Tétreault, Z. Zhengping // Materials of conference Russia Power, 2012. – Электрон. дан. (1 файл). – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 4. *Poncot, C.* Type test and torsional vibration measurement of a gigatop 4-pole generator for an EPR power plant [Электронный ресурс] / C. Poncot, V. Letellier, N. Pichot, L. David // Materials of conference CIGRE, 2012. – Электрон. дан. (1 файл). – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 5. *Голоднова, О. С.* Исследование вибрации стержней обмотки в пазах статора действующего турбогенератора [Текст] / О. С. Голоднова, А. М. Бромберг, О. М. Жимолохов // РЖ. Сер. Механика. – 1975. – № 9. – С. 36. 6. *Цветков, В. А.* К расчету модели стержней обмоток статора синхронных генераторов [Текст] / В. А. Цветков // Электричество. – 1974. – № 3. – С. 77–80. 7. *Пикульский, В. А.* Анализ вибрационного состояния лобовых частей обмотки статора турбогенератора [Текст] / В. А. Пикульский, В. А. Цветков // Электротехника. – 1976. – № 7. – С. 33–36. 8. *Пикульский, В. А.* Методика расчета вибрационного состояния лобовой дуги обмотки статора турбогенератора [Текст] / В. А. Пикульский // Электротехника. – 1977. – № 2. – С. 18–21. 9. *Смирнова, Е. Н.* Расчет низших частот собственных колебаний сложной стержневой системы [Текст] / Е. Н. Смирнова // Вычислительные методы в механике и управлении: Сб. науч. трудов. – Л.: ЛПИ, 1982. – № 388. – С. 87–90.

Bibliography (transliterated): 1. Titov, V. V., et al. *Turbogenerator. Raschet i konstrukcija*. Leningrad: Jenergiya, 1967. Print. 2. Zhimolohov, O. M., et al. "Vibracii obmotki statora 30-pazovogo turbogeneratora moshhnost'ju 200 MVt." *Jelektricheskie stancii* 5 (1975): 47–51. Print. 3. Tétreault, A., and Z. Zhengping. "End-winding vibration monitoring. Pivotal in preventing major damage on a large turbo-generator." *Materials of conference Russia Power, 2012*. CD-ROM. 4. Poncot, C., et al. "Type test and torsional vibration measurement of a gigatop 4-pole generator for an EPR power plant." *Materials of conference CIGRE, 2012*. CD-ROM. 5. Golodnova, O. S., A. M. Bromberg and O. M. Zhimolohov. "Issledovanie vibracii sterzhnej obmotki v pazah statora dejstvujushhego turbogeneratora." *RZh. Ser. Mehanika* 9 (1975): 36. Print. 6. Cvetkov, V. A. "K raschetu modeli sterzhnej obmotok statora sinhronnyh generatorov." *Jelektrichestvo* 3 (1974): 77–80. Print. 7. Pikul'skij, V. A., and V. A. Cvetkov. "Analiz vibracionnogo sostojanija lobovyh chastej obmotki statora turbogeneratora." *Jelektrotehnika* 7 (1976): 33–36. Print. 8. Pikul'skij, V. A. "Metodika rascheta vibracionnogo sostojanija lobovoj dugi obmotki statora turbogeneratora." *Jelektrotehnika* 2 (1977): 18–21. Print. 9. Smirnova, E. N. "Raschet nizshih chastot sobstvennyh kolebanij slozhnoj sterzhnevoj sistemy." *Vychislitel'nye metody v mehanike i upravlenii*. No. 388. Leningrad: LPI, 1982. 87–90. Print.

Поступила (received) 13.02.2014

УДК 621.515.1

Г. А. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, проф.; проф. СумГУ, Сумы;
И. В. ЮРКО, аспирант СумГУ, Сумы

ПРИМЕНЕНИЕ БЛОЧНО ИЕРАРХИЧЕСКОГО ПОДХОДА К ПРОЕКТИРОВАНИЮ И ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ВРА ДЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

В статье представлены результаты оптимизации системы входного регулирующего аппарата (ВРА). Использован блочно-иерархический подход к проектированию. Приведен алгоритм последовательного разбиения глобальной задачи оптимизации на несколько локальных. На каждом иерархически подчиненном уровне, на основании проведения численных исследований, составлялась формальные макромоделей объекта. Использование полученных формальных макромоделей позволяет спроектировать оптимальную систему ВРА, которая обеспечивает эффективное регулирование компрессорной установки в широком диапазоне работ.

Ключевые слова: центробежный компрессор, регулирование, система ВРА, лопаточная решетка, оптимизация, формальное макромоделирование.

Введение. Современное требование, предъявляемое к центробежным установкам, заключается в обеспечении необходимых параметров газа в широком диапазоне изменения производительности (расходов). Однако до сих пор традиционным подходом к проектированию является определение оптимальных конструктивных параметров для расчетного режима работы. Резерв в повышении КПД всей установки кроется в учете изменения характеристик установок на нерасчетных режимах (при помощи элементов регулирования) уже на стадии проектирования. Заранее можно только приблизительно определить характер будущей загрузки. Все эти особенности работы необходимо учитывать при проектировании всей компрессорной установки в целом.

Конструктивная схема типичного современного турбокомпрессора представлена на рис. 1.

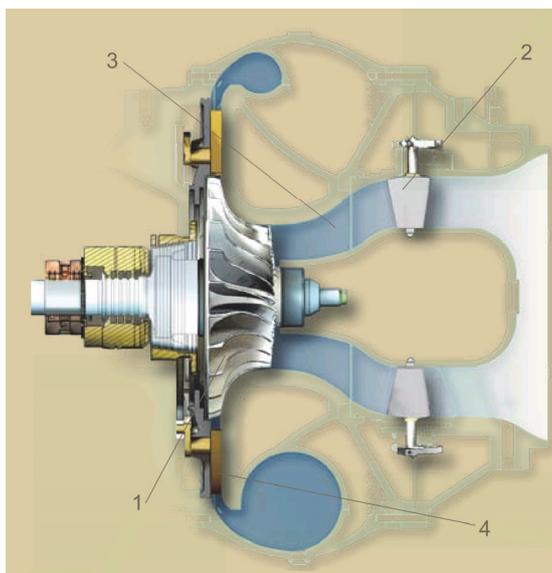


Рис. 1 – Современный вид воздушного центробежного компрессора: 1 – осерадиальное колесо; 2 – направляющий лопаточный аппарат; 3 – кольцевой подводящий канал; 4 – лопаточный диффузор

© Г.А. Бондаренко, И.В. Юрко, 2014

Одним из эффективных способов регулирования стационарных центробежных компрессоров является использование входных регулирующих аппаратов (ВРА) с поворотными лопатками. Для достижения требуемого эффекта регулирования (по уравнению Эйлера) необходимо создать закрутку потока перед колесом. Поскольку закрутка создается поворотными лопатками ВРА, то потери в ВРА и структура потока на выходе из него будет тем хуже, чем больше угол поворота лопатки. Углы можно уменьшить, разместив ВРА на радиусе, большем радиуса входа в рабочее колесо компрессора. Но при этом появляется необходимость выполнения подводящего канала. Задача проектирования приобретает многокритериальный оптимизационный характер.

Был введен термин «система ВРА», который под собой подразумевает систему, состоящую из двух элементов: лопаточный аппарат (ЛА) и подводящий канал (ПК). Целесообразность установки лопаточного аппарата на более высоком радиусе вытекает из закона сохранения момента количества движения.

Каждый из элементов системы ВРА выполняет важную роль в обеспечении требуемой закрутки. Лопаточный аппарат создает закрутку потока, которая увеличивается в подводящем канале. Уровень потерь в подводящем канале соотносится с потерями в лопаточном аппарате и поэтому очень важно исследовать течение потока в каждом элементе в отдельности.

Традиционной практикой в турбомашиностроении является использование блочно-иерархического подхода к проектированию и дальнейшей оптимизации системы [1]. Преимущества такого подхода состоят в том, что сложная задача большой размерности разбивается на последовательно решаемые задачи малой размерности. Следует заметить, что на каждом иерархическом уровне используется своя математическая модель, что приводит к появлению иерархии математических моделей проектируемых объектов [2].

Поведение системы в целом обычно оказывается сложнее поведения отдельных частей. Следует отметить, что при переходе с нижнего уровня на верхний, часть информации теряется. Это связано с принципом суперпозиции, когда математическая модель каждого элемента не учитывает влияния вышестоящего уровня на нижестоящий. Поэтому найденное оптимальное значение не будет объективно являться самым оптимальным значением, но будет где-то рядом с этим значением. Подобные особенности неизбежны при традиционном блочно-иерархическом подходе, однако какой-либо приемлемой альтернативы этому подходу при проектировании сложных объектов не существует.

Постановка задачи и объект исследования

Целью данной работы была разработка алгоритма оптимизации системы ВРА для центробежного компрессора. В работе была предпринята попытка создания иерархической схемы компрессорной установки, с разнесением одной глобальной задачи на несколько локальных уровней с применением блочно-иерархического подхода к проектированию.

На каждом иерархически-подчиненном уровне проводилась «локальная» оптимизация параметров с применением набора формальных макромоделей, критериев оптимальности, методов оптимизации, ограничивающих параметров и др. Решая локальные оптимизационные задачи и передавая оптимальные результаты на более высокий иерархический уровень возможно эффективное решение глобальной оптимизационной задачи. На рис. 2. показана структура алгоритма оптимального проектирования и распределение задач между локальными уровнями.

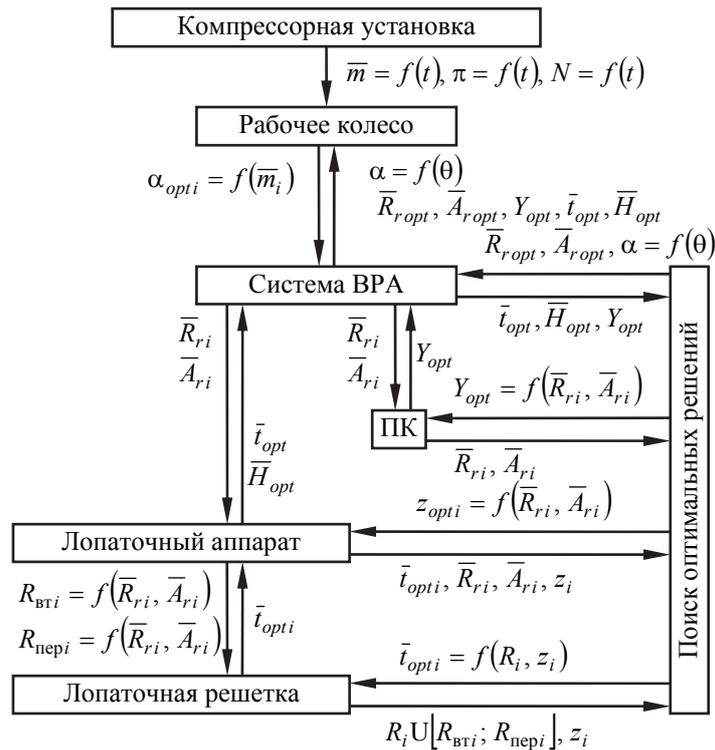


Рис. 2 – Структура алгоритма оптимального проектирования

С верхнего уровня (компрессорная установка) передаются интегральные параметры установки (отношение давлений, расход газа, мощность) а также предполагаемые режимные параметры работы компрессора. На уровне «рабочее колесо (РК)» осуществляется поиск наилучшей его геометрии (частота вращения, диаметры входа и выхода, углы установки лопаток и др.), обеспечивающей требуемые параметры. Это достигается путем использования эмпирических зависимостей и решения обратной задачи. После определения оптимальной геометрии колеса – строятся его газодинамические характеристики в зависимости от режима работы, а также строится график оптимальной закрутки для разных режимов работы. Для обеспечения оптимальной работы центробежной установки в требуемом диапазоне режимов используется система ВРА, состоящая из ПК и ЛА.

На уровне ЛА и ПК проводится поиск оптимальных значений формообразующих параметров, которые обеспечивают минимальные потери и требуемую закрутку во всём диапазоне режимов. Для ПК это форма меридиональных контуров, уклон канала, диаметры входа и выхода. Для ЛА это оптимальное значение относительного шага решетки и относительной высоты решетки, форма профиля лопатки. Между уровнями осуществляется рекурсивный информационный обмен, в результате чего с нижнего уровня передаются только оптимальные значения на верхний уровень. Когда найдены оптимальные параметры на уровне «система ВРА», производится расчет интегральных параметров и газодинамических характеристик компрессора при закрутке потока на входе.

Рассмотрим подробнее каждый из иерархических уровней.

Уровень «Рабочее колесо»

Рабочее колесо центробежного компрессора является главным элементом всей системы, так как именно в нем происходит процесс передачи энергии. На этом уровне

главным этапом является построение газодинамических характеристик. Снижение КПД при уменьшении производительности является следствием неблагоприятного обтекания входной кромки лопатки из-за больших углов атаки. Закручивая поток перед входом в колесо, можно добиться режима безударного натекания (см. рис. 3).

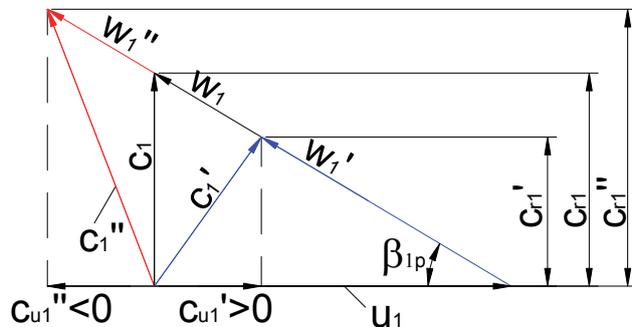


Рис. 3 – Треугольники скоростей при разной закрутке на входе в РК

рассмотрении системы ВРА с добавлением подводящего канала, закон закрутки может приближаться к $c_{u1}r = \text{const}$. Выбор закона закрутки является не тривиальной задачей и представляет собой отдельную многопараметрическую оптимизационную задачу. В первом приближении можно задаться законом закрутки $\alpha = \text{const}$. Важно учитывать, что чем меньше угол атаки – тем больше КПД колеса. Обеспечение безударного натекания (или близкого к такому) на периферии приоритетнее, чем у втулочной поверхности, поскольку на периферии происходит бóльшая передача энергии и протекает бóльший массовый расход.

Выбрав закон закрутки, была поставлена задача определения оптимальных углов натекания потока, которые обеспечили бы максимальное значение КПД рабочего колеса на требуемом режиме работы по производительности.

Данная задача относится к классу однокритериальных, однопараметрических с ограничениями. Наиболее эффективным способом решения такого класса задач является «метод золотого сечения» [3]. На скорость поиска оптимального значения этим методом напрямую зависит начальный диапазон входной переменной, в котором необходимо проводить поиск оптимального значения

$$L_n = \frac{L}{\varphi^{n-1}},$$

где L_n – диапазон неопределенности после n -ой итерации; L – начальный диапазон неопределенности; n – номер итерации; $\varphi = \frac{1+\sqrt{5}}{2} = 1,618$ – пропорция золотого сечения. Таким образом, длина интервала неопределенности на каждом шаге сжимается с коэффициентом 0,618.

Чем интервал неопределенности будет меньше, тем меньше итераций требуется для поиска оптимального значения. А поскольку газодинамический расчет с использованием вычислительных комплексов порой требует больших временных затрат – правильный выбор начального интервала является очень важной задачей.

Данный алгоритм оптимизации может быть усовершенствован, путем создания нейронных сетей, которые последнее время получают всё большие сферы применения, в частности в компрессоростроении. Так, например, данные полученные при поиске

Следует отметить, что на входе в рабочее колесо угол лопаток различен и следовательно, теоретически, для каждого радиуса требуется своя закрутка (свой угол установки лопаток ВРА). Поэтому важным этапом является выбор закона закрутки во входном регулирующем аппарате. Сам по себе лопаточный аппарат, в силу своих конструктивных особенностей обеспечивает закрутку по закону близкому к $\alpha = \text{const}$. При

оптимальных значений на локальных уровнях (история поиска) могут быть использованы для построения нейронной сети, которая эффективнее описывает взаимосвязь между параметрами, чем регрессионные зависимости.

Последовательность определения оптимальных углов выхода необходимо начинать с номинального значения, для которого $\alpha = 0^\circ$ и дальше постепенно смещаться в сторону меньших расходов, принимая минимальное значение нового диапазона, равным оптимальному значению для предыдущего расхода.

Результатом оптимизации на данном этапе является график (см. рис. 4) зависимости оптимальных среднеинтегральных углов потока на входе от производительности компрессора $\alpha_{opt i} = f(\bar{m}_i)$.

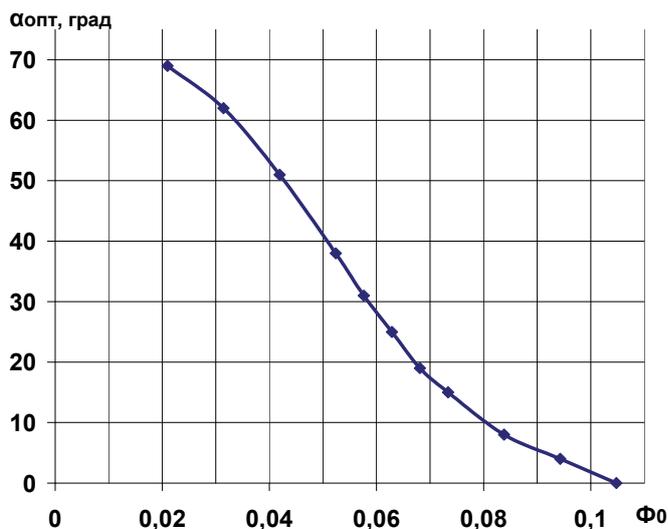


Рис. 4 – Зависимость оптимальных углов потока на входе от производительности [4]

На данном этапе, при определении максимального КПД колеса, никак не учитывались потери энергии в системе ВРА, которые важно сократить до минимума при обеспечении оптимального угла потока.

Исходя из этого положения, вытекает цель оптимизации для следующего иерархического уровня (уровень «система ВРА») – минимизация потерь энергии в системе ВРА при обеспечении требуемой закрутки на входе в рабочее колесо.

Для решения оптимизационных задач на нижних локальных уровнях необходимо определиться,

в каком диапазоне и с какой продолжительностью по времени планируется работа компрессора. Именно в этом диапазоне и должна проводиться дальнейшая оптимизация.

Исходная система ВРА

Как было сказано выше, современная система ВРА состоит из подводящего канала и лопаточного аппарата. Целевой функцией на этом уровне является минимизация потерь в системе ВРА. Эта цель достигается двумя способами: 1) уменьшением угла установки лопаточного аппарата за счет поднятия его на более высокий радиус; 2) совершенствованием профиля и основных геометрических характеристик решетки (относительный шаг, относительная высота). Максимальный выигрыш в оптимизации имеет место при одновременном достижении обеих целей.

Подводящий канал

Основная роль подводящего канала – увеличение закрутки потока после лопаточного аппарата. Авторами предложена методика проектирования подводящего канала с применением Кривых-Безье [5]. Основными формообразующими параметрами подводящего канала являются: отношение средних радиусов входа к выходу

$$\bar{R}_r = \frac{R_{0cp}}{R_{1cp}}, \text{ отношение площадей } \bar{A}_r = \frac{A_0}{A_1}, \text{ уклон канала } \bar{Y} = \tan \gamma = \frac{R_{0cp} - R_{1cp}}{L}$$

(см. рис. 5а). Чем больше значение параметра \bar{R}_r , тем сильнее поток закручивается

после лопаточного аппарата. Однако повышение этого параметра приводит к увеличению протяженности канала и соответственно увеличению потерь на трение.

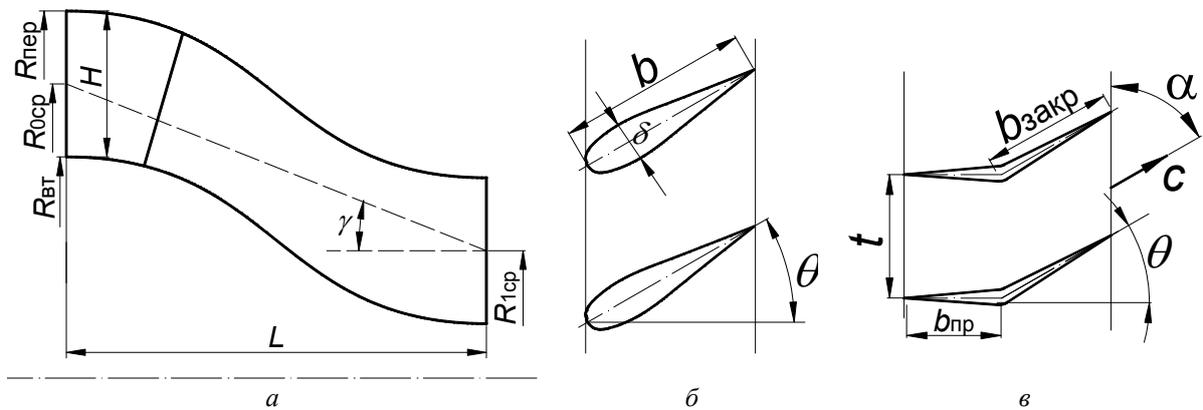


Рис. 5 – Система ВРА: а – подводящий канал; б – сплошная решетка; в – составная решетка

Так как заранее не известна величина оптимальных параметров \bar{R}_r и \bar{A}_r , необходимо провести параметрическое исследование для ряда значений и найти для каждого сочетания \bar{R}_r и \bar{A}_r из этого ряда оптимальное значение уклона \bar{Y} , при котором потери в ПК были бы минимальными. Поиск оптимального значения уклона осуществляется с применением метода золотого сечения, начиная с самых минимальных значений \bar{R}_r и \bar{A}_r .

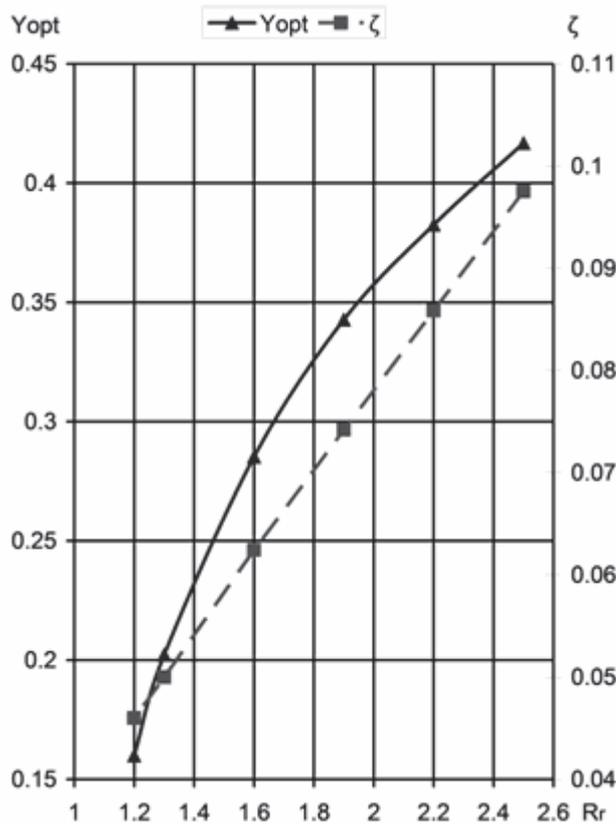


Рис. 6 – График зависимости оптимального уклона \bar{Y}_{opt} от параметра \bar{R}_r

Результатом оптимизации на данном этапе является график зависимости оптимального уклона от формообразующего параметра \bar{R}_r (см. рис. 6), а так же поверхность отклика вида $\bar{Y}_{opt i} = f(\bar{R}_{ri}, \bar{A}_{ri})$.

Потери энергии в ПК будут тем меньше, чем меньше параметры \bar{R}_r и \bar{A}_r . Однако увеличение параметра \bar{R}_r позволяет уменьшить потери в лопаточном аппарате. Для корректной оценки и итогового выбора оптимальных параметров \bar{R}_r и \bar{A}_r необходимо определить потери энергии в лопаточном аппарате. На этом этапе осуществляется переход на следующий иерархический уровень – «Лопаточный аппарат».

Исходный лопаточный аппарат

Так как заранее не известны оптимальные значения параметров \bar{R}_r и \bar{A}_r – необходимо производить

параметрические исследования для ряда тех же значений \bar{R}_r , что и на предыдущем этапе. Формообразующий параметр \bar{R}_r четко диктует высоту лопаточной решетки, однако выбор количества лопаток и относительного шага решетки является оптимизационной задачей.

Эта задача может эффективно решиться, если задачу поиска оптимального относительного шага «спустить» на иерархически-подчиненный уровень и использовать квазитрехмерный подход. В рамках цилиндрической теории, 3-х мерная лопатка представляется как набор сечений малой толщины. Расчет проводится для ряда сечений, расположенных на различных радиусах R_i . При этом трение потока между слоями в расчете не учитывается, т.е. определяются только кромочные потери, потери на трение и вихреобразование. Данная задача оптимизации осуществлялась на уровне «Лопаточная решетка»

Лопаточная решетка

В компрессоростроении существует 2 направления при выборе типа лопаточных решеток: 1) использование сплошных лопаток аэродинамической формы (см. рис. 5б); 2) использование составных лопаток, состоящих из предкрылка и закрылка (см. рис. 5в). Форма составных лопаток может быть различная. Составные лопаточные решетки обладают преимуществом по сравнению со сплошными [6]. Благодаря наличию предкрылка обеспечивается более равномерное натекание на поворотную часть составной лопатки. Однако не всегда представляется возможным установка составных лопаток, поэтому выбор типа лопаточной решетки является важной задачей, которая должна решаться на отдельном иерархическом уровне.

После выбора типа лопаточной решетки формулируется оптимизационная задача для данного иерархического уровня: для ряда значений радиуса установки лопаточной решетки R_i и ряда чисел лопаток z требуется найти такое значение хорды лопаток b_{opt} , которое обеспечило бы минимальное значение коэффициента потерь энергии, при этом сохранив величину закрутки в заданном интервале. Для поиска оптимальных длин хорд используется метод золотого сечения. Наибольший интерес представляет поиск оптимального значения хорды b_{opt} для угла установки лопаток $\theta = 60^\circ$, так как именно при больших углах атаки наблюдаются существенные потери, связанные с отрывом потока.

Результатом оптимизации на данном этапе является график зависимости оптимального относительного шага \bar{t}_{opt} и величины профильных потерь решетки, от параметра R_i/z (см. рис. 7). Исходя из теории подобия – данный график позволяет обобщить полученные результаты на другие радиусы установки и разное число лопаток путем простого пересчета.

После поиска оптимальных значений относительного шага решетки для ряда сечений, эта информация передается на верхний иерархический уровень «Лопаточный аппарат».

Оптимальный лопаточный аппарат

Используя оптимальные значения хорды, можно «набирать» из сечений оптимальную лопатку. Число лопаток необходимо выбирать минимальным, исходя из обеспечения прочности и жесткости механизма вращения лопаточного аппарата. Обобщенно можно сказать, что это условие соответствует значениям относительной высоты лопаток $\bar{H} \geq 0,8$.

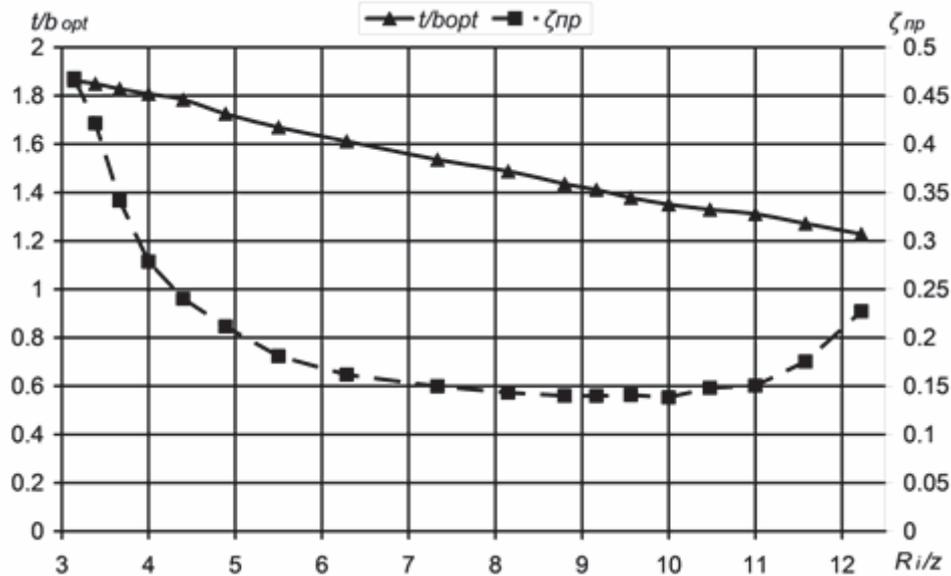


Рис. 7 – Оптимальные значения относительного шага решетки $(t/b)_{opt}$ и профильных потерь $\zeta_{пр}$ энергии (для составного клиновидного профиля)

Выбрав оптимальные геометрические параметры лопаточного аппарата, производится полноценный численный расчет течения для ряда значений \bar{R}_r , с целью определения основных аэродинамических характеристик (коэффициент потерь энергии ζ и угол выхода потока α). Для окончательного выбора формообразующего параметра \bar{R}_r , на заключительном этапе необходимо провести численный расчет системы ВРА в целом, оптимальные параметры которой принимаются с нижних уровней.

Результаты исследования

Итогом многопараметрической оптимизационной задачи является график $\alpha = f(\theta)$ и $\zeta = f(\theta)$, представленный на рис. 8.

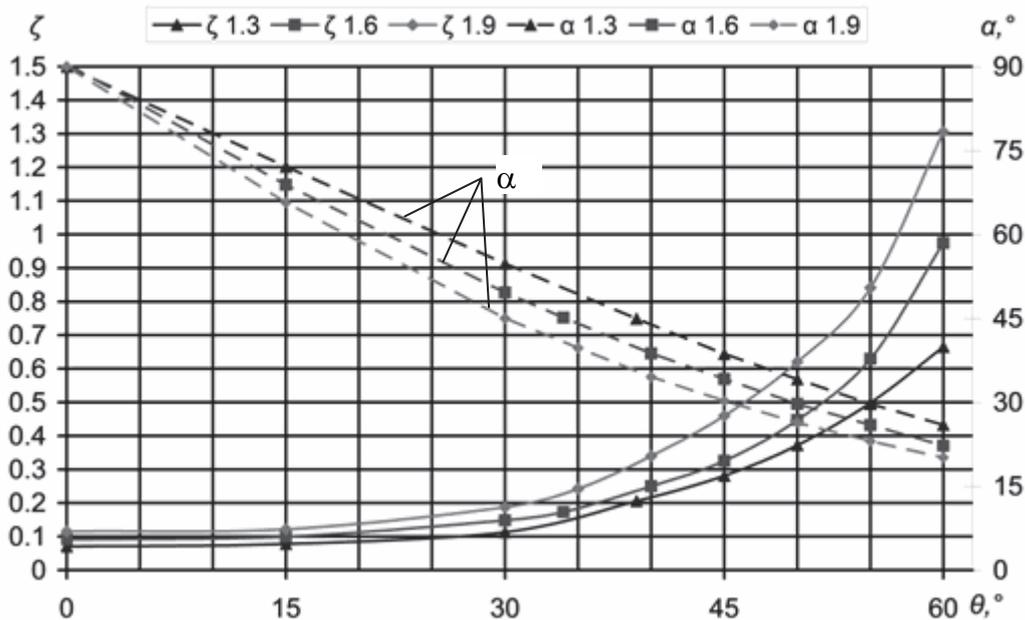


Рис. 8 – Расчетные характеристики системы ВРА

Этот график связывает угол выхода потока α , потери в системе ВРА $\zeta_{\text{ВРА}}$ и угол установки лопаточного аппарата θ . Зная требуемый угол выхода потока, который соответствует конкретной производительности, можно окончательно выбрать оптимальное значение параметра \bar{R}_r . Если же известно, что компрессор работает в определенном диапазоне производительностей, то необходимо найти среднеинтегральную величину требуемой закрутки и затем выбрать параметр \bar{R}_r .

Возвращаясь к уровню «рабочее колесо», проводится численный расчет оптимальной системы ВРА совместно с рабочим колесом центробежного компрессора. В завершении строится газодинамическая характеристика агрегата при разном положении углов установки системы ВРА. Полученные характеристики дополняются линией оптимального регулирования $\alpha_{opti} = f(\bar{m}_i)$, которая была получена на предыдущем этапе.

Вывод. Использование блочно-иерархического подхода к проектированию сложных систем позволяет в короткие сроки осуществлять простое решение многопараметрической оптимизационной задачи. Предложенный алгоритм может быть использован для создания оптимальной конструкции системы ВРА для эффективного регулирования центробежных компрессорных машин.

Список литературы: 1. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст]: моногр. / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, С. В. Ершов и др. – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 355 с.:ил. – ISBN 966-593-228-4. 2. Конструирование и расчет машин химических производств [Текст] / Ю. И. Гусев, И. Н. Карасев, Э. Э. Кольман-Иванов и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с. 3. *Пантелеев, А. В.* Методы оптимизации в примерах и задачах [Текст]: учеб. пособие / А. В. Пантелеев, Т. А. Легова. – 2-е изд., исправл. – М.: Высш. шк., 2005. – 544 с. 4. Метод оптимизации газодинамических характеристик осерадальной компрессорной ступени со входным регулирующим аппаратом [Текст] / Г. А. Бондаренко, И. В. Юрко // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПИ», 2013. – № 14(988). – С. 49–53. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. 5. Оптимизация параметрической модели входного регулирующего аппарата центробежного компрессора [Текст] / Г. А. Бондаренко, И. В. Юрко // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПИ», 2013. – № 12(986). – С. 43–49. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. 6. Mohseni, A. Novel IGV designs for centrifugal compressors and their interaction with the Impeller [Электронный ресурс] / A. Mohseni, E. Goldhahn, R. A. Van den Braembussche // Journal of Turbomachinery. – Электрон дан. (1 файл). – 2011. – Vol. 134, No. 2. – 8 p. – Режим доступа: <http://turbomachinery.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleID=1468712>. – Название с экрана. – 12.12.2013.

Bibliography (transliterated): 1. Bojko, A. V., et al. *Ajerodinamicheskij raschet i optimal'noe proektirovanie protochnoj chasti turbomashin*. Kharkov: NTU "HPI", 2002. ISBN 966-593-228-4. Print. 2. Gusev, Ju. I., et al. *Konstruirovanie i raschet mashin himicheskikh proizvodstv*. Moscow: Mashinostroenie, 1985. Print. 3. Panteleev, A. V., and T. A. Letova. *Metody optimizacii v primerah i zadachah*. Moscow: Vyssh. shk., 2005. Print. 4. Bondarenko, G. A., and I. V. Jurko. "Metod optimizacii gazodinamicheskikh harakteristik oseradial'noj kompressornoj stupeni so vhodnym regulirujushhim apparatom." *Visnyk NTU «HPI». Serija: Energetychni ta teplotehnicni procesy j ustatkuvannja*. No. 14(988). Kharkiv: NTU «HPI», 2013. 49–53. ISSN 2078-774X. Print. 5. Bondarenko, G. A., and I. V. Jurko. "Optimizacija parametrichekoj modeli vhodnogo regulirujushhego apparata centrobezhnogo kompressora." *Visnyk NTU «HPI». Serija: Energetychni ta teplotehnicni procesy j ustatkuvannja*. No. 12(986). Kharkiv: NTU «HPI», 2013. 43–49. ISSN 2078-774X. Print. 6. Mohseni, A., R. A. Van den Braembussche, J. R. Seume and E. Goldhahn. "Novel IGV designs for centrifugal compressors and their interaction with the Impeller." *Journal of Turbomachinery*. Vol. 134.2. 2011. ASME, 2014. Web. 12 December 2013 <http://turbomachinery.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleID=1468712>.

Поступила (received) 14.02.2014

УДК 621.574.9; 681.5.08

Е. Л. СНИХОВСКИЙ, аспирант НАКУ «ХАИ», Харьков;
А. С. КЛЕПАНДА, канд. техн. наук; зам. директора ООО «Инсолар-Климат», Харьков;
И. И. ПЕТУХОВ, канд. техн. наук, доц.; доц. НАКУ «ХАИ», Харьков;
А. В. ШЕРСТЮК, аспирант НТУ «ХПИ»

К ВОПРОСУ ФОРМИРОВАНИЯ АЛГОРИТМА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Описано состояние проблемы на современном этапе развития диагностики холодильного оборудования. Дано обоснование актуальности применения микроконтроллера в качестве управляющего звена при диагностике холодильного оборудования. Сформирован набор измерительных средств для проведения диагностики. Представлен алгоритм диагностирования парокомпрессионной холодильной машины (ПКХМ) на базе терморегулирующего вентиля (ТРВ) с внешним уравниванием. Составлена таблица поведения рабочих параметров ПКХМ при проявлении неисправностей. Сформирована программа диагностирования в расчетной среде *MatLAB Simulink* для программирования микроконтроллера.

Ключевые слова: холодильная машина, диагностика, идентификация процессов, автоматизация.

Введение

При правильном подборе оборудования холодильной установки определяющее влияние на энергетическую эффективность, а в ряде случаев и на саму возможность её функционирования оказывает техническое состояние элементов парокомпрессионной холодильной машины (ПКХМ). К числу важнейших контролируемых параметров ПКХМ относятся холодопроизводительность и энергопотребление, определяющие холодильный коэффициент. Их изменение вследствие различного рода неисправностей, нарушения настроек и условий эксплуатации оборудования, вследствие изменения свойств и заправки рабочих сред является основным предметом исследования при диагностике технического состояния холодильной установки.

Для диагностики неисправностей всегда решается задача их проявления относительно исправного состояния. В работе [1] для этого использовалась математическая модель, а неисправности моделировались экспериментально. Рассмотрены утечки через клапаны компрессора, ухудшение условий работы конденсатора и испарителя, засорение жидкостной магистрали после конденсатора, недостаточная и избыточная заправки хладагента. Также рассматривалось влияние комбинации из двух вышеперечисленных неисправностей на рабочие параметры системы, однако математическая модель не смогла идентифицировать такие комбинации как недостаточная заправка хладагента и перетечки через клапаны компрессора или засоры на жидкостной магистрали.

Авторами работы [2] рассмотрены следующие неисправности ПКХМ с капиллярной трубкой в качестве дросселирующего устройства: забитая капиллярная трубка, износ деталей компрессора, низкая эффективность двигателя компрессора, загрязненный конденсатор, пониженный расход воздуха через конденсатор, утечки через уплотнения, установленные в холодильной машины (ХМ), утечки через уплотнения в охлаждаемом объеме. Также рассмотрены такие комбинации неисправностей как пониженные расходы воздуха через испаритель и конденсатор, недостаточная

© Е.Л. Сниховский, А.С. Клепанда, И.И. Петухов, А.В. Шерстюк, 2014

заправка хладагента и низкий расход воздуха через испаритель или конденсатор.

В работах [3, 4] указывается, что при использовании методики диагностировании ПКХМ на основе сравнения рабочих параметров с параметрами, полученными на основе математической модели, при износе оборудования требуется вводить дополнительные поправочные коэффициенты, учитывающие изменения рабочих параметров.

В работе [5] рассмотрены чиллеры с винтовыми компрессорами. В качестве неисправностей рассматривались недостаточная и избыточная заправки хладагента, недостаточная и избыточная заправки компрессорного масла, загрязнение поверхности теплообмена и недостаточный расход воздуха через конденсатор. Анализ влияния совокупности нескольких неисправностей не проводился.

Помимо этого в данной области существуют системы диагностики механических дефектов. Основным объектом является компрессор. Так фирма *SPM Instrument* (Россия) разработала для этих целей тестер Т30 и программное обеспечение *Condmaster*. Российская фирма *Dynamics* разработала систему компьютерного мониторинга «Компакс» для предупреждения аварий и контроля состояния компрессоров. Данная система диагностирует такие неисправности как: гидроудар, кавитация, прохват, помпаж в компрессоре, дефекты клапанов компрессора, состояние кривошипно-шатунной группы, зазоры в деталях цилиндропоршневой группы. Фирма *Prognost* разработала программный пакет *Prognost-SILver*, который на основе измерений термических и механических параметров диагностирует неисправности подвижных элементов системы: механические дефекты, дефекты уплотнений и засоры клапанов компрессора.

Цель и постановка задачи исследования

Анализ опубликованных материалов свидетельствует об актуальности задачи диагностики технического состояния холодильных машин и многообразии подходов к этой проблеме. Достаточно универсальным является подход, когда система диагностирования включает ЭВМ и пользователя (эксперта) как конечное звено управления [6]. В этом случае управленческое решение может быть принято всегда, в том числе в условиях значительной неопределенности. В более простых ситуациях функцию управления может выполнить микроконтроллер, а роль пользователя может быть сведена к наблюдению за процессом. Поэтому важным является вопрос структурирования и формализации процедуры диагностики с учетом современного состояния измерительной техники и алгоритмов обработки данных. Для его решения в статье обобщены результаты предыдущих работ в этом направлении, определены диагностические ситуации, требующие дальнейшего изучения.

Материалы и результаты исследования

В современных системах управления и диагностирования в качестве объекта может выступать любая система, в частности ПКХМ. В работе [6] система диагностирования предполагает наличие ЭВМ и пользователя как конечного звена принятия решения. В случае реализации одиночных неисправностей вместо ЭВМ может использоваться микроконтроллер, и работа пользователя может быть автоматизирована. Вмешательства пользователя потребуют только проявления комплексных неисправностей.

Реализовать указанную автоматизированную систему можно только при наличии определенных датчиков. Их число и стоимость должны быть минимальны, а эксплуатация простой. Как правило, это датчики давления и температуры. Для диагностирования ПКХМ на входе хладагента в испаритель устанавливается датчик

давления, а в потоке воздуха – дифференциальная термопара. На выходе из испарителя и после конденсатора измеряется температура перегретых паров и переохлажденного жидкого хладагента соответственно. Также устанавливается датчик давления конденсации и дифференциальная термопара в поток воздуха через конденсатор.

Рассмотрим алгоритм диагностирования ПКХМ, состоящей из пяти основных элементов (испаритель, конденсатор, компрессор, терморегулирующий вентиль (ТРВ) с внешним уравниванием, ресивер) и жидкостной магистрали между конденсатором и ТРВ [7]. Для случая одиночной неисправности возможно её определение с точностью до элемента системы. Блок-схема алгоритма представлена на рисунке.

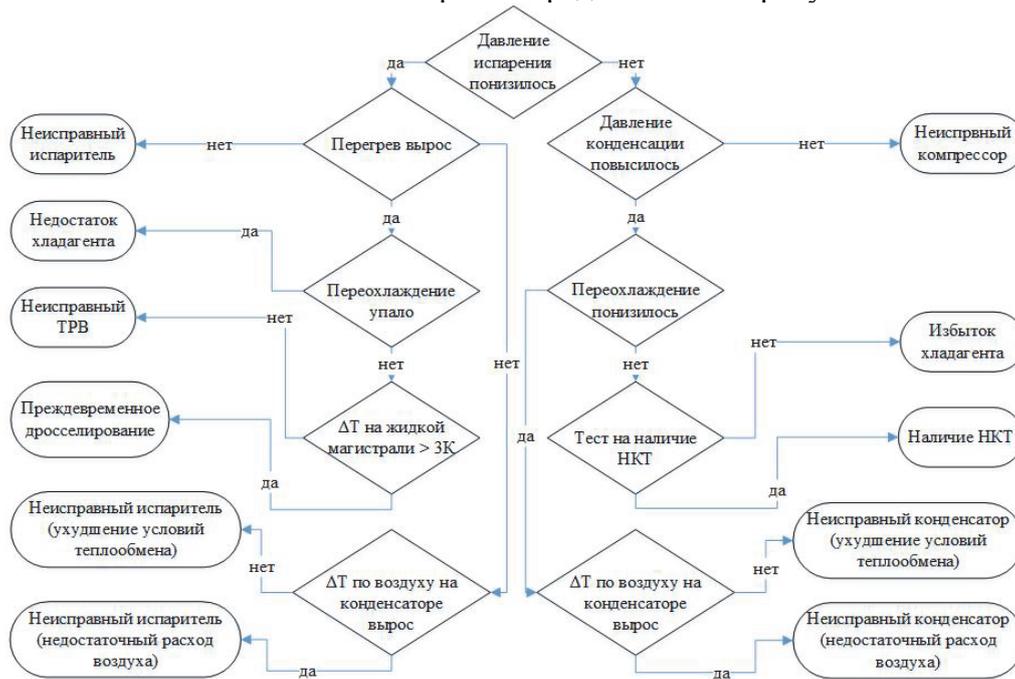


Рис. – базовый алгоритм диагностирования парокомпрессионной холодильной машины

Используя данный алгоритм можно легко запрограммировать микроконтроллер, например в среде программирования C⁺⁺. Основная сложность заключается в обработке сигналов измерительных устройств системы диагностирования, т.к. отсутствует единая система сигналов для датчиков различных фирм, ввиду чего может потребоваться дополнительная калибровка и разработка алгоритма согласования с системой диагностирования каждого датчика.

Приведенный алгоритм является самым простым в использовании, однако он работает в условиях наличия только одной из перечисленных неисправностей. При реализации одновременно двух и более неисправностей требуется более сложный алгоритм, и неисправности могут быть идентифицированы с некоторой долей неопределенности. Это иллюстрирует таблица, сформированная на основе анализа литературных данных [1–3, 7].

Первые два столбца таблицы описывают типичные неисправности ПКХМ, следующие столбцы показывают поведение основных параметров ПКХМ. Для определения конкретной неисправности, если она является единственной, не обязательно проводить полный набор измерений. Обычно хватает анализа поведения трех-четырёх параметров. В каждом ряду таблицы, соответствующему конкретной неисправности, серым фоном выделены параметры, которые являются достаточными для идентификации соответствующей неисправности.

Таблица

Уровень параметров ПКХМ относительно нормы при различных неисправностях

Вид неисправности		Давление испарения	Перегрев	ΔT воздуха на испарителе	Переохлаждение	ΔT на жидкой магистрали больше 3 К	Давление конденсации	Тест на НКТ ($T_s - T(P_s)) < 2$ К	ΔT воздуха на конденсаторе	Ток, потребляемый компрессором
Неиспр-ый испаритель	Ухудшение условий теплообмена	падает	падает	падает	растет	падает	падает	падает	падает	падает
	Недостаточный расход воздуха	падает	падает	растет	растет	падает	падает	падает	падает	падает
Недостаток хладагента		падает	растет	падает	падает	растет	падает	падает	падает	падает
Неисправный ТРВ		падает	растет	падает	растет	падает	падает	падает	падает	падает
Преждевременное вскипание		падает	растет	падает	растет	растет	падает	падает	падает	падает
Неисправный компрессор		растет	растет	падает	растет	падает	падает	падает	падает	падает
Наличие неконденсирующихся примесей		растет	падает	падает	растет	растет	растет	растет	падает	растет
Избыток хладагента в контуре		растет	падает	падает	растет	падает	растет	падает	падает	растет
Неиспр-ый Конденс-р	Ухудшение условий теплообмена	растет	падает	падает	падает	растет	растет	падает	падает	растет
	Недостаточный расход воздуха	растет	падает	падает	падает	растет	растет	падает	растет	растет

Параметры, без выделения являются вспомогательными. С их помощью можно определить вероятность комбинации неисправностей при реализации в установке нескольких из них. В данном случае получим наложение эффектов от каждой неисправности на конкретный параметр, которое может, как усилить изменение параметров, так и взаимокompенсировать влияние, что нивелирует изменение параметров. Авторами предыдущих работ [1, 2, 5, 8] приведены количественные данные, которые описывают не все неисправности, приведенные в таблице.

Для остальных комплексных неисправностей требуется дополнительный сбор статистики или проведение экспериментов. Среди таких неисправностей, согласно [1], недостаточная или избыточная заправка хладагента в совокупности с неисправным ТРВ, преждевременным вскипанием хладагента на жидкостной магистрали, неисправным компрессором либо наличием неконденсирующихся примесей. Чрезмерная и недостаточная заправки хладагента являются наиболее распространенными неисправностями, поэтому рассмотрение комплексов с наличием этих неисправностей имеет наибольшую практическую и научную ценность.

Согласно [1], идентификация избытка хладагента до переполнения ресивера, если и возможна, то потребует проведения экспериментов с измерением локальных параметров в области ресивера, установления дополнительных зависимостей и доработки математической модели данного элемента.

На основе блок-схемы диагностирования, представленной на рисунке, составлена программа в расчетном пакете *MatLAB Simulink*, допускающем возможность переноса созданных алгоритмов на микроконтроллер типа *Freaduino UNO V1.2*, который имеет 14 аналоговых входов/выходов. Алгоритм программы использует девять входных сигналов, которые переводятся в термодинамические параметры. Диагностика проводится в два этапа. На первом этапе считается, что ПКХМ находится в исправном состоянии. Микроконтроллер считывает термодинамические параметры работающей установки и записывает их в блок памяти на различных режимах работы. На втором этапе, когда база данных исправного состояния готова, микроконтроллер начинает сверять термодинамические параметры ПКХМ, полученные в реальном времени, с параметрами из базы данных. Опорным параметром поиска соответствующих параметров выбрана температура окружающей среды.

Исходя из алгоритма, представленного на рисунке, определяется перепад температур по воздуху на испарителе и конденсаторе, а не значения температур воздуха на входе и выходе. Это позволяет сократить количество сравниваемых параметров на два. В результате имеем семь изменяемых параметров. Каждому из них присвоена своя константа из уникального разряда чисел (1, 10, 100 и т.д.), если параметр вышел за пределы нормы отклонения. Для параметра в пределах нормы константа приравнивается нулю.

Величина уставки, после которой происходит реагирование микроконтроллера на отклонение измеренного параметра от базового, задается индивидуально для каждого параметра. Конечным результатом является суммарная величина всех констант присвоенных каждому параметру. В результате на выходе мы получаем число, состоящее из нулей и единиц, в котором каждый разряд соответствует конкретному параметру, ноль означает, что параметр находится в норме, единица – что параметр вышел за пределы нормы.

Описанный метод формирования данных исправного состояния применим только к оборудованию, для которого диагностическая система используется с момента начала эксплуатации, когда оно находится в исправном состоянии и правильно настроено. Для идентификации неисправностей на уже работающем оборудовании необходима разработка математической модели ПКХМ произвольного состава, как минимум для исправного её состояния.

Сейчас, исходя из номенклатуры измерений и алгоритма диагностирования, можно указать параметры, которые должна описывать такая математическая модель. Это давления кипения и конденсации, перегрев и переохлаждение хладагента, перепады температур по воздуху на теплообменных аппаратах и хладагента на жидкостной магистрали, а также изменение температуры воздуха в охлаждаемом объеме в зависимости от условий работы ПКХМ и уровня заправки хладагента.

Выводы

1) В результате обобщения опубликованных результатов составлена и дополнена таблица поведения рабочих параметров ПКХМ при проявлении определенной одиночной неисправности. Таблица позволяет наглядно представить поведение параметров и является базой для анализа нескольких неисправностей.

2) Определены сочетания из нескольких неисправностей, которые не

рассматривались в предыдущих исследованиях. В их числе: недостаточная или избыточная заправка хладагента в совокупности с неисправным ТРВ, преждевременным вскипанием хладагента на жидкостной магистрали, неисправным компрессором либо наличием неконденсирующихся примесей. Среди других комбинаций неисправностей следует анализировать те, куда входит чрезмерная или недостаточная заправки хладагента, являющиеся самыми распространенными отклонениями от нормы.

3) Обоснован базовый состав измерительных средств для анализа неисправностей.

4) В расчетном пакете *MatLAB Simulink* создана программа, позволяющая переносить алгоритмы диагностирования ПКХМ на микроконтроллер типа *Freaduino UNO V1.2*.

5) Для диагностики комплекса неисправностей предложенный алгоритм не подходит. Требуется применение более сложных методов идентификации, таких как метод Байеса, метод последовательного анализа и другие.

Список литературы: 1. *Adam, W.* Fault Detection and Diagnostics for Commercial Coolers and Freezers [Text] / W. Adam, E. James // Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette. – USA. – July 14-17, 2008. – P. 1–10. 2. *Nooman, A. M.* Fault Detection and Diagnosis in Air Conditioners and Refrigerators [Text] / A. M. Nooman, N. R. Miller, C. W. Bullard // Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois Mechanical & Industrial Engineering Dept. – 1999. – 101 p. 3. *Ефимов, А. В.* Метод построения диагностических моделей оборудования энергоустановок [Текст] / А. В. Ефимов, А. Аль-Тувайни, С. Л. Зевин // Вестник НТУ «ХПИ». – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – Вып. 13. – С. 153–157. 4. *Ефимов, А. В.* Идентификация математических моделей технологических процессов в энергетическом оборудовании при решении задач диагностики [Текст] / А. В. Ефимов, А. Аль-Тувайни, Е. Д. Меньшикова и др. // Вестник НТУ «ХПИ». – Х.: НТУ «ХПИ», 2003. – Вып. 3. – С. 20–23. 5. *Bailey, M. B.* Results of probabilistic fault detection and diagnosis method for vapor compression cycle equipment [Текст] / M. B. Bailey, J. F. Kreider, P. S. Curtiss // ASHRAE Transactions. – 2000. – Vol. 107. – P. 1–22. 6. *Свиридов, В. Г.* Системы автоматизации теплофизического эксперимента: учебное пособие для вузов [Текст] / В. Г. Свиридов, Н. А. Виноградов, В. В. Гайдученко и др. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 252 с. – ISBN 978-5-383-00120-2. 7. *Сапожников, В. Б.* Пособие для ремонтника [Текст] / В. Б. Сапожников, В. И. Велюханова. – М.: ЗАО «Остров»; Изд-во Московского университета, 1999. 8. *Riemer, P. L.* The Time Element in Chiller Fault Detection and Diagnosis. A thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science [Text] / P. L. Riemer // University of Wisconsin. – Madison, 2001. – 67 p.

Bibliography (transliterated): 1. Adam, W., and E. James. "Fault Detection and Diagnostics for Commercial Coolers and Freezers." *Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, USA.* 2008. 1–10. Print. 2. Nooman, A. M., N. R. Miller and C. W. Bullard. "Fault Detection and Diagnosis in Air Conditioners and Refrigerators." *Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois Mechanical & Industrial Engineering Dept.* 1999. 3. Efimov, A. V., A. Al-Tuvajni and S. L. Zevin. "Metod postroenija diagnosticheskikh modelej oborudovanija jenergoustanovok." *Vestnik NTU "HPI"*. No. 13. Kharkov: NTU "HPI", 2002. 153–157. Print. 4. Efimov, A. V., et al. "Identifikacija matematicheskikh modelej tehnologicheskikh processov v jenergeticheskom oborudovanii pri reshenii zadach diagnostiki." *Vestnik NTU "HPI"*. No. 3. Kharkov: NTU "HPI", 2003. 20–23. Print. 5. Bailey, M. B., J. F. Kreider and P. S. Curtiss. "Results of probabilistic fault detection and diagnosis method for vapor compression cycle equipment." *ASHRAE Transactions*. Vol. 107. 2000. 1–22. Print. 6. Sviridov, V. G., et al. *Sistemy avtomatizacii teplofizicheskogo jeksperimenta*. Moscow: Izdatel'skj dom MJeI, 2007. ISBN 978-5-383-00120-2. Print. 7. Sapozhnikov, V. B., and V. I. Veljuhanova. *Posobie dlja remontnika*. Moscow: ZAO "Ostrov"; Izd-vo Moskovskogo universiteta, 1999. Print. 8. Riemer, P. L. "The Time Element in Chiller Fault Detection and Diagnosis. A thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science." *University of Wisconsin*. Madison, 2001.

Поступила (received) 26.02.2014

УДК 621.224

С. Д. КОСТОРНОЙ, д-р техн. наук, проф.; проф. СумГУ, Сумы;
А. К. ДАВИДЕНКО, канд. техн. наук; председатель правления – директор
«ВНИИАЭН», Сумы;
Л. К. МАРЧЕНКО, аспирантка СумГУ, Сумы

НОВЫЙ ПОДХОД К РЕШЕНИЮ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Современный уровень разработок насосного оборудования нуждается в создании надежных физических и математических моделей, описывающих качественно и количественно правильно рабочий процесс в элементах ступени гидромашин. В данной статье нами представлен алгоритм и результаты решения обратной задачи рабочего колеса одноступенчатого центробежного насоса применительно к проектированию проточной части на заданную форму меридианного потока. Принципиальным отличием от известных постановок решения такой задачи является учет взаимного влияния на меридианный поток всех элементов проточной части: подвода, спирального отвода и выходного диффузора.

Ключевые слова: обратная задача, прямая задача, взаимное влияние, элементы проточной части, меридианный поток.

Введение

На современном этапе развития теории лопастных гидравлических машин, как вырабатывающих, так и потребляющих энергию, дальнейшее повышение их эффективности при достаточно высоком уровне коэффициента полезного действия порядка (90–96) % должно основываться на развитой теории и методах гидродинамических расчетов на ЭВМ.

Обеспечение высокой надежности работы и экономичности, сокращение сроков проектирования и снижение стоимости изготовления, уменьшение металлоемкости конструкций и создание образцов машин, конкурентоспособных на международных рынках, приводят к необходимости новых схем компоновки элементов проточных частей основного оборудования и использования совершенных методов проектирования. Этот комплекс проектных задач требует выполнения физического эксперимента, который весьма трудоемок и дорог. Перспективным для этих целей является метод математического моделирования реальных физических явлений на ЭВМ и постановка вычислительного эксперимента, особенно эффективного в тех случаях, когда он сочетается с аналитическими подходами, физическим экспериментом, автоматизированной подготовкой исходных данных и обработкой результатов расчета. Появление нового, весьма мощного и общего метода исследований – вычислительного эксперимента – как никогда ранее тесно связало физическое содержание задачи, её математическую формулировку и численный метод решения, учитывающий особенности ЭВМ.

Растущие запросы практики ведут к усложнению прикладных задач, для решения которых традиционные методы часто оказываются неэффективными. К числу таких задач относится задача обеспечения не только высоких энергетических и кавитационных показателей, но и требуемой формы рабочей характеристики на расчетных режимах работы насоса.

Изучение и учет причин рассогласования оптимальных режимов работы с расчетными представляет собой весьма актуальную задачу, так как, как правило, сопровождается экспериментальной доводкой рабочих элементов проточной части уже после изготовления.

© С.Д. Косторной, А.К. Давиденко, Л.К. Марченко, 2014

Рассогласование оптимальных режимов работы элементов проточной части в большинстве случаев – явление, приводящее к вредным последствиям: отрыву потока, увеличению сопротивления движению твердого тела в жидкости, уменьшению максимальной подъемной силы лопасти, нестационарным нагрузкам и сопровождается повышенным шумом. При отрыве потока происходят потери энергии.

В турбомашинах (паровых и газовых турбинах, воздушных или газовых компрессорах, гидравлических турбинах и насосах) газ или несжимаемая жидкость движется через систему неподвижных и вращающихся гидромеханических решеток. Рабочий процесс, происходящий в проточной части, в среднем можно рассматривать как установившейся (если исключить переходные режимы) в том смысле, что он должен циклически повторяться, по крайней мере, через один оборот ротора. Однако этот основной цикл сопровождается рядом нестационарных явлений, происходящих в гидродинамических решетках и всей машине в целом, так как реальные лопастные системы обтекаются неравномерным и периодически нестационарным потоком.

Имеется ряд причин, по которым поток неоднороден в окружном направлении и которые можно учесть при проектировании. Такая неоднородность вызывается, например, вязкими кромочными следами, распространяющимися за лопатками предыдущей решетки, не осесимметричным подводом и отводом жидкости по окружности, рассогласованием лопаток рабочего колеса, неточностью изготовления и сборки лопастных систем и т.п.

При периодических движениях рабочего колеса с развитием вихревого следа, на входе в многоступенчатых насосах течение рабочей жидкости сопровождается целым рядом сложных нестационарных явлений, связанных со срывом потока и во многих важных для практики случаях наблюдается нелинейная зависимость гидродинамических характеристик лопастных систем от кинематических параметров, характеризующих движение.

Все перечисленные явления сопровождаются неоднозначностью гидродинамических характеристик и зависят от того, что проектирование проточной части выполняется без учета взаимного влияния на обтекание элементов проточной части. Приведенный, далеко не полный, перечень проблем рабочего процесса указывает на все возрастающую практическую важность работ, направленных на более полное и точное определение полей скоростей и давления в проточной части и на непрерывное совершенствование методов расчета гидродинамических параметров.

Ясно, что при имеющихся достижениях, последующее улучшение энергетических и динамических характеристик гидравлической машины представляет собой сложную комплексную научно-техническую задачу, которая должна решаться путем совместных экспериментальных и расчетно-теоретических исследований рабочего процесса.

В инженерной практике проектирования все еще широко применяются методы решения прямых и обратных задач на основе различных упрощенных математических моделей течения жидкости отдельно в каждом элементе проточной части, которые не позволяют на этапе проектирования более достоверно исследовать рабочий процесс. В данной работе рассмотрен новый способ автоматизированного проектирования центробежных насосов, который основан на учете взаимного влияния всех элементов проточной части на структуру потока.

Анализ основных достижений и литературы

Нами используется аналитический метод решения обратной задачи на заданную форму потока в постановке Бауэрсфельда [1, 2].

На *первом етапе* вибирається проточна частина робочого колеса для випадку осесиметричного потоку ідеальної рідини. Таким підходом дозволяє врахувати наявні рекомендації щодо форми меридіанного перерізу і визначити основні геометричні розміри всіх елементів проточної частини проектуваного центробіжного насоса.

На *втором етапе* розв'язують пряму 3D задачу течія ідеальної рідини по всій проточній частині і визначають меридіанний потік в робочому колесі згідно [3].

На *третьом етапе* при розв'язанні оберненої задачі визначається обтекаєма нескінченно тонка лопатка з умови, що поверхня лопатки збігається з поверхнею потоку в відносному русі згідно [4].

За своєю дією на невзмущений потік її заміняють деякою вихревою поверхнею. Таким чином, як і при обтеканні, просторову лопатку розглядають як геометричне місце ліній потоку і приєднаних вихревих ліній. Вектор напруженості приєднаних вихревих ліній $\bar{\Omega}$ в загальному випадку є функцією всіх трьох координат і має три не рівні нулю проекції $\Omega_r, \Omega_u, \Omega_z$.

Залежність між формою поверхні лопатки і швидкостями потоку, а також напруженістю вихревої поверхні в циліндричній системі координат має вигляд

$$F(r, z, \theta) = 0. \tag{1}$$

Для будь-якого елемента лопатки диференціюванням (1) отримуємо залежність

$$\frac{\partial F}{\partial r} dr + \frac{\partial F}{\partial z} dz + \frac{\partial F}{r \partial \theta} r d\theta. \tag{2}$$

Умова збігання поверхні лопатки з поверхнею потоку можна записати в диференціальній формі. Відносні швидкості на лопатці пов'язані з абсолютними швидкостями, наступними рівностями:

$$W_r = V_r; \quad W_z = V_z; \quad W_u = V_u - U. \tag{3}$$

Для елемента лінії потоку, виконуються умови:

$$dr = V_r dt; \quad dz = V_z dt; \quad r d\theta = (V_u - U) dt \tag{4}$$

або

$$\frac{\partial F}{\partial r} V_r + \frac{\partial F}{\partial z} V_z + \frac{\partial F}{r \partial \theta} (V_u - U) = 0. \tag{5}$$

Представляючи поверхню лопатки в вигляді вихревої поверхні, можна отримати аналогічне рівняння, якщо використати вирази для проекції вектора вихря $\bar{\Omega}$

$$\frac{\partial F}{\partial r} \Omega_r + \frac{\partial F}{\partial z} \Omega_z + \frac{\partial F}{r \partial \theta} \Omega_u = 0. \tag{6}$$

Вирази (2), (5), (6) утворюють сумісну систему з трьох рівнянь, для якої визначник системи дорівнює нулю, т.е.

$$\begin{vmatrix} dr & dz & r d\theta \\ V_r & V_z & W_u - U \\ \Omega_r & \Omega_z & \Omega_u \end{vmatrix} = 0. \tag{7}$$

Умова (7) визначає рівняння поверхні лопатки

$$[V_z \Omega_u - (V_u - U) \Omega_z] dr + [(V_u - U) \Omega_r - V_r \Omega_u] dz + [V_r \Omega_z - V_z \Omega_r] r d\theta = 0. \tag{8}$$

Выражения для сечения лопасти координатными поверхностями $z = \text{const}$, $\theta = \text{const}$ имеют вид

$$[V_z \Omega_u - (V_u - U) \Omega_z] dr + [V_r \Omega_z - V_z \Omega_r] r d\theta = 0$$

или

$$\frac{dr}{rd\theta} = \frac{V_z \Omega_r - V_r \Omega_z}{V_z \Omega_u - (V_u - U) \Omega_z}; \quad (9)$$

$$[V_z \Omega_u - (V_u - U) \Omega_z] dr + [(V_u - U) \Omega_r - V_r \Omega_u] dz = 0, \quad (10)$$

а для цилиндрического сечения ($r = \text{const}$):

$$[(V_u - U) \Omega_r - V_r \Omega_u] dz + [V_r \Omega_z - V_z \Omega_r] r d\theta = 0. \quad (11)$$

Из выражений (9), (11) видно, что если скорости и вихри заданы или каким либо способом определены, то каждое из сечений лопасти можно найти путем интегрирования соответствующих уравнений. Необходимые для профилирования лопасти скорости и вихри будут зависеть от формы проточной части, расчетного режима и формы самих лопастей, и являются функциями трех координат (r, z, θ). Решение такой задачи еще не предложено. Поэтому в практике расчета лопастей применяют некоторые сравнительно простые методы, основанные на дополнительных, упрощающих расчет предположениях [1].

В основе физически целесообразной постановки обратной задачи должны быть вопросы, предъявляемые к реальной лопастной системе при её профилировании. Рассмотрим наиболее важный в практическом отношении случай профилирования лопасти рабочего колеса. Поток на входе в рабочее колесо формируется подводом, обеспечивающим в зависимости от расхода и формы проточного тракта вполне определенное распределение момента скорости $(rV_u)_{\text{вх}}(\psi)$ перед рабочим колесом. Распределение $(rV_u)_{\text{вых}}(\psi)$ за рабочим колесом должно выбираться из соображений обеспечения высоких энергетических или кавитационных показателей на заданном расчетном режиме. При этом должен учитываться характер распределения $(rV_u)_{\text{вх}}(\psi)$ и связь между среднеинтегральными величинами $(rV_u)_{\text{вых.ср}}(\psi)$ перед и за колесом проектируемой машины, определяемая уравнением Эйлера

$$(rV_u)_{\text{вых.ср}} - (rV_u)_{\text{вх.ср}} = \eta gH / \omega. \quad (12)$$

Таким образом, при постановке обратной задачи следует исходить из того, что в свободном потоке перед и за рабочим колесом, а значит и на лопасти распределение $(rV_u)(\psi)$ при этом удовлетворяло системе уравнений осесимметричного течения. Меридианный поток в области кромок не должен выбираться произвольно, а должен определяться исходя из заданного распределения $(rV_u)(\psi)$. Уравнение связи между геометрией поверхности $S_{2\text{ср}}$ и составляющими скоростей должно удовлетворять условию осесимметричного квазипотенциального потока, который при проектировании рабочего колеса считается оптимальным [6].

$$V_1 \Omega_1 + V_2 \Omega_2 + V_3 \Omega_3 = 0. \quad (13)$$

Как указывалось, система уравнений (8), (9), (11), определяющая поверхность лопасти $\varphi = \varphi(q_1, q_2)$, разрешима относительно функции φ при условии существования между меридианным и циркуляционным потоками вполне определенной функциональной связи. Необходимость такой связи вытекает непосредственно из свойств осесимметричного движения жидкости, в котором компоненты скорости \vec{V}

являются функциями двух криволинейных координат q_1, q_2 (см. рис. 1), с параметрами Лямэ H_1, H_2, H_3 :

$$H_1V_1 = f_1(q_1, q_2); \quad H_2V_2 = f_2(q_1, q_2); \quad H_3V_3 = f_3(q_1, q_2).$$

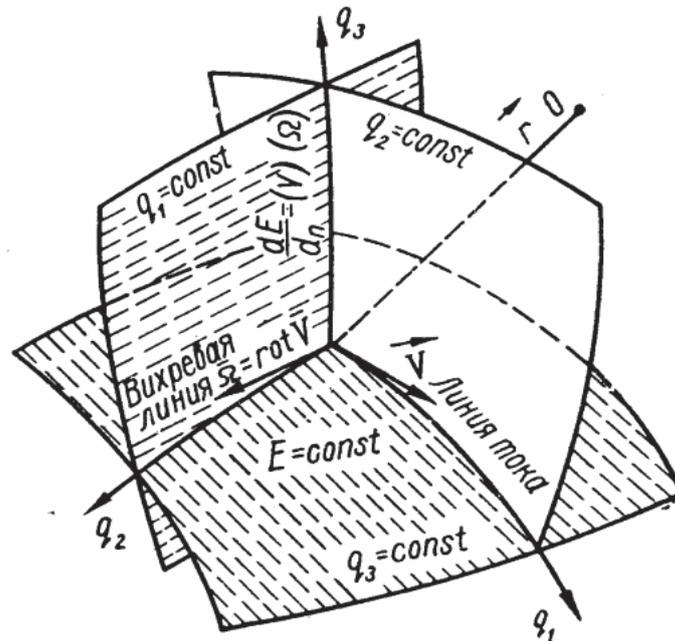


Рис. 1 – Криволинейная система координат

Из этих выражений следует, что

$$H_3V_3 = f(H_1V_1, H_2V_2),$$

а так как в выбранной системе координат $V_2 = 0$, получаем, что

$$H_3V_3 = f(H_1V_1)$$

или

$$V_u r = f(H_1V_1). \quad (14)$$

Если учесть, что в выбранной системе координат $H_3 = r$, $V_2 = 0$, $V_1 = V_m$, $V_3 = V_u$, тогда уравнение будет иметь вид

$$H_1V_m \frac{\partial(V_u r)}{\partial q_2} + V_u r \left(-\frac{\partial(H_1V_m)}{\partial q_2} \right) = 0. \quad (15)$$

Из уравнения (14) следует, что

$$V_u r = \psi(q_1)H_1V_m, \quad (16)$$

где $\psi(q_1)$ – произвольная постоянная функция от q_1 .

Для определения функции $\psi(q_1)$ примем, что на исходной линии тока величина $V_u r$ известна как граничное условие. Тогда из (16) получаем распределение $V_u r$ на всех остальных линиях тока.

Цель исследования, постановка задачи

Целью данного исследования является определение поверхности лопасти $\varphi = \varphi(q_1, q_2)$ с учетом влияния всех составляющих проточной части на заданную форму меридианного потока.

При данном подходе профилирование лопасти рабочего колеса выполняется в следующей последовательности:

1) задаются, как это принято, формой проточной части: подвода, рабочего колеса, отвода и меридианным потоком с обычно рекомендуемым количеством линий тока (рис. 2, 3) [4];

2) для принятой схемы проточной части решают прямую задачу на требуемый расход с учетом взаимного влияния всех элементов (рис. 6, 7);

3) на одной из граничных линий тока рабочего колеса принимают закон изменения момента количества движения жидкости $V_u r$ в соответствии с уравнением Эйлера для заданного напора, учетом поправок на количество лопастей, гидравлических и механических потерь и выполнения необходимого и достаточного условий существования «живых сечений» (13);

4) используя рекомендации работы [4] вычисляют функцию $\psi(q_1)$ и распределение $V_u r$ на остальных линиях тока, в результате определяют бесконечно-тонкую поверхность тока, удовлетворяющей всем законам сохранения, которую принимают за одну из поверхностей бесконечно-тонких лопастей;

5) для выбранного расположения одной из кромок лопасти с учетом имеющихся рекомендаций, определяют координаты остальных линий тока;

6) для принятого количества лопастей рабочего колеса толщину лопасти в сечениях $R = \text{const}$ определяют согласно рекомендациям работы [5] по формуле

$$\delta_u = \frac{2\pi r}{Z} \frac{\mu - 1}{\mu},$$

где μ – интегрирующий множитель;

7) после выполнения всех операций оформляют теоретический чертеж лопасти, и автоматически формируется протокол с координатами профиля сечений лопасти для решения прямой задачи её обтекания, см. таблицу [4].

Материалы исследования

Материалом исследования для данной работы послужили математические и практические особенности проектирования лопасти рабочего колеса центробежного насоса.

Результаты исследования

Представленные результаты получены для одноступенчатого центробежного насоса с параметрами: напор $H = 40$ м, расход $Q = 1000$ м³/час, число оборотов $n = 750$ об/мин.

Таблица

Координаты профиля лопасти

№ сечения	1-я линия тока				---	4-я линия тока			
	рабочая сторона		тыльная сторона		---	рабочая сторона		тыльная сторона	
	x	y	x	y	---	x	y	x	y
1	0.00	0.00	2.11	-1.30	---	0.00	0.00	2.11	-0.93
2	15.81	21.26	20.09	18.69	---	12.66	22.76	16.97	20.92
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
19	433.19	24.81	437.65	13.30	---	412.52	23.11	416.49	11.07
20	451.65	4.47	455.65	-7.70	---	429.37	2.09	432.78	-10.60

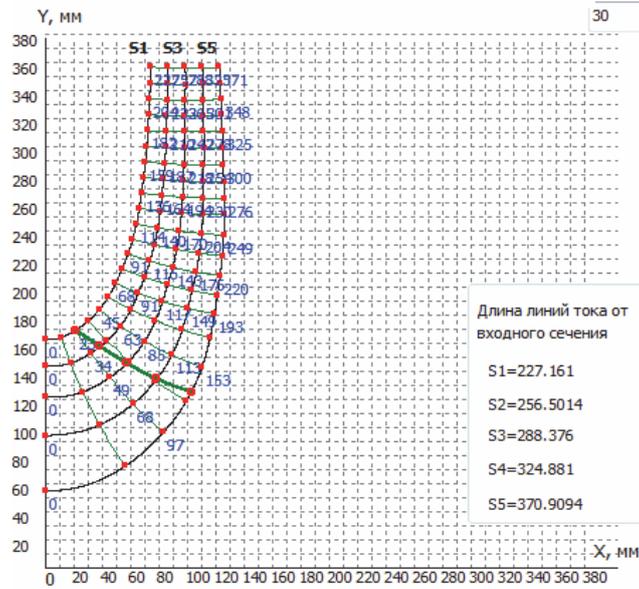


Рис. 2 – Меридианный поток в РК

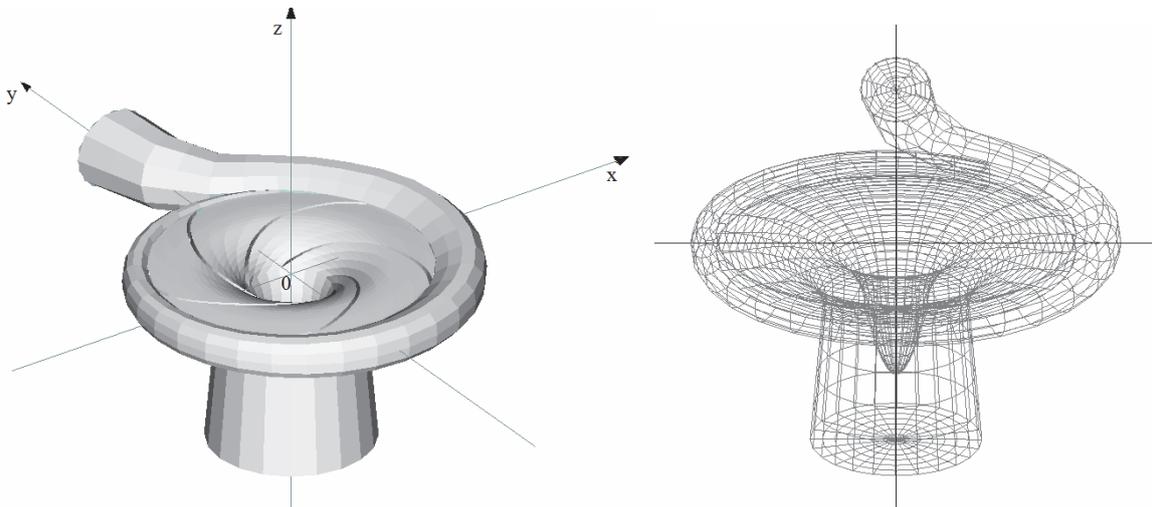


Рис. 3 – Проточная часть насоса

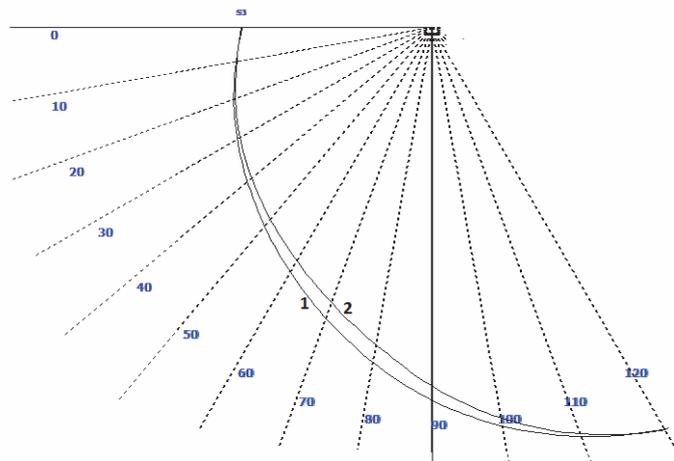


Рис. 4 – Проекция линии тока 3 в плане: 1 – без учета взаимного влияния; 2 – с учетом взаимного влияния подвода, спиральной камеры и выходного диффузора

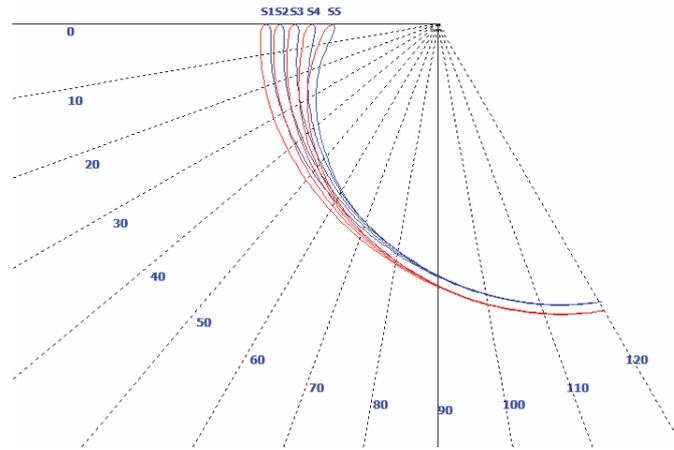
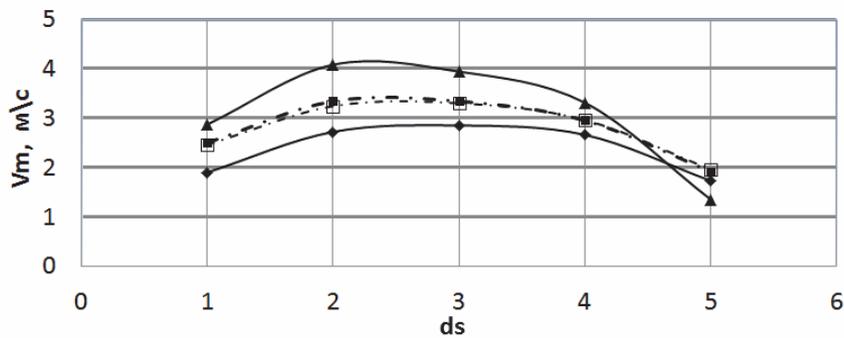
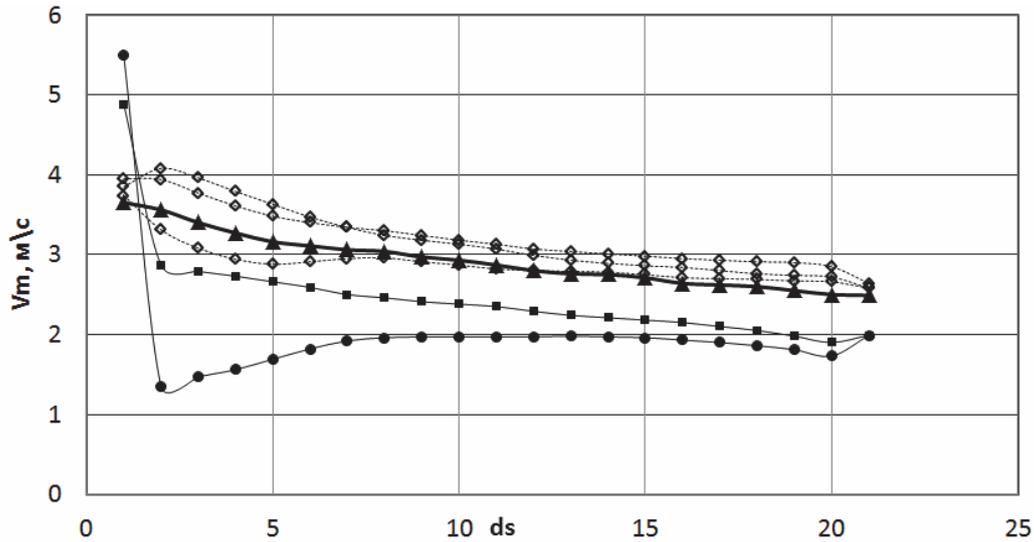


Рис. 5 – Лопасть в плані



—■— Середина ПЧ РК —□— Середина ПЧ РК —◆— Вход в РК —▲— Выход из РК

Рис. 6 – Распределение меридианной скорости, по нормалям см. рис. 2 (расчет выполнен с учетом взаимного влияния элементов проточной части)



—▲— Распределение скорости V_m без учета взаимного влияния (одинаково для всей проточной части РК)
 —■— Распределение скорости V_m с учетом взаимного влияния, основной диск
 —◆— Распределение скорости V_m с учетом взаимного влияния, область между основным и покрывающим диском
 —●— Распределение скорости V_m с учетом взаимного влияния, покрывающий диск

Рис. 7 – Распределение меридианной скорости по линиям тока см. рис. 2

Выводы

1) Предложен усовершенствованный метод решения обратной задачи проектирования проточной части центробежного насоса на заданную форму потока идеальной жидкости с учетом взаимного влияния всех элементов проточной части.

2) Практическая реализация данного подхода на ЭВМ позволила сравнить результаты, решения обратной задачи до и после учета взаимного влияния элементов проточной части, см. рис. 4, 7.

Список литературы: 1. Косторной, С. Д. Построение лопасти радиально-осевой турбины в осесимметричном потоке [Текст] / С. Д. Косторной // Гидравлические машины. – 1968. – № 2 – С. 116–122. 2. Этинберг, И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин [Текст] / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с. 3. Косторной, С. Д. Выбор формы течения жидкости при проектировании решеток [Текст] / С. Д. Косторной // Гидравлические машины. – 1971. – № 5 – С. 8–12. 4. Автоматизированное проектирование рабочего колеса центробежного насоса [Текст] / С. Д. Косторной, А. О. Бондарев, Л. К. Марченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 89–95. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. 5. Косторной, С. Д. Выбор толщины лопасти рабочего колеса при проектировании лопастной гидравлической машины [Текст] / С. Д. Косторной, Н. С. Мартынова // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – 2013. – № 1. – С. 91–103. – ISSN 1817-9215. 6. Косторной, С. Д. Выбор модели течения жидкости при проектировании лопастной гидравлической машины [Текст] / С. Д. Косторной, Н. С. Мартынова // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – 2012. – № 2. – С. 18–28. – ISSN 1817-9215.

Bibliography (transliterated): 1. Kostornoj, S. D. "Postroenie lopasti radial'no-osevoj turbiny v osesimmetrichnom potoke." *Gidravlicheskie mashiny* 2 (1968): 116–122. Print. 2. Jetinberg, I. Je., and B. S. Rauhman. *Gidrodinamika gidravlicheskih turbin*. Leningrad: Mashinostroenie, 1978. Print. 3. Kostornoj, S. D. "Vybor formy techenija zhidkosti pri proektirovanii reshetok." *Gidravlicheskie mashiny* 5 (1971): 8–12. Print. 4. Kostornoj, S. D., A. O. Bondarev and L. K. Marchenko. "Avtomatizirovannoe proektirovanie rabocheho kola centrabezhnogo nasosa." *Visnyk NTU «HPI»*. Serija: *Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja*. No. 14(988). Kharkiv: NTU «HPI», 2013. 89–95. ISSN 2078-774X. Print. 5. Kostornoj, S. D., and N. S. Martynova. "Vybor tolshhiny lopasti rabocheho kola pri proektirovanii lopastnoj gidravlicheskoj mashiny." *Visnyk Sums'kogo derzhavnogo universytetu. Serija tehnicni nauky*. No. 1. 2013. 91–103. ISSN 1817-9215. Print. 6. Kostornoj, S. D., and N. S. Martynova. "Vybor modeli techenija zhidkosti pri proektirovanii lopastnoj gidravlicheskoj mashiny." *Visnyk Sums'kogo derzhavnogo universytetu. Serija tehnicni nauky*. No. 2. 2012. 18–28. ISSN 1817-9215. Print.

Поступила (received) 14.02.2014

УДК 621.036.7

Л. О. КЕСОВА, д-р техн. наук; проф. НТУУ «КПІ», Київ;
Т. В. ШЕЛЕШЕЙ, аспірант НТУУ «КПІ», Київ;
К. А. ДРОГАЛЬЧУК, магістр НТУУ «КПІ», Київ

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ДИМОВИХ ГАЗІВ КОТЛІВ МАНЕВРОВИХ ЕНЕРГОБЛОКІВ ТЕС

Розглядаються вирішення питань надійної та економічної роботи обладнання теплових електростанцій шляхом використання «малозатратних» технологій утилізації теплоти відхідних газів. Приведені принципові схеми реалізації даної технології. Проаналізовано економічний та екологічний ефект від впровадження різних технологій утилізації тепла відхідних газів. Технологія БПЕ («Блоки підвищеної ефективності») сприяє: підвищенню ККД котла; отриманню виробітки додаткової електричної енергії на тепловому споживанні; заміні пікової резервної потужності в енергосистемі за рахунок збільшення конденсаційної виробітки електроенергії на ТЕС; зменшенню викидів в навколишнє середовище; підвищенню ККД електрофільтрів.

Ключові слова: димові гази, відхідні гази, утилізація, маневрові енергоблоки ТЕС, «Блоки підвищеної ефективності», турбінний економайзер.

Вступ

Сьогодні в Україні особливо актуальною задачею є вирішення проблеми надійної та економічної роботи обладнання теплових електростанцій (ТЕС), яке фізично й морально застаріло та потребує модернізації, реконструкції чи повної заміни [1, 2]. Однак для забезпечення стійкості енергосистеми важливим є збереження працездатності та безпеки діючих ТЕС і можливість отримання на них додаткової пікової потужності без зниження експлуатаційної економічності.

Мета статті

Для цього на діючих і нових енергоблоках, необхідно провести сумісну оптимізацію хвостових поверхонь котлів і схеми регенеративного підігріву живильної води, що включає оптимізацію температури живильної води і відхідних газів, та підвищити рівень очистки димових газів в електрофільтрах (зниження температури газів підвищує ККД електрофільтрів) [3, 4].

Аналіз основних досягнень і літератури

Безпечна та економічна експлуатація сучасних ТЕС залежить від надійної роботи всього комплексу основного і допоміжного обладнання [5, 6]. Ефективним шляхом вирішення цієї задачі є утилізація теплоти відхідних газів котлів. Дійсно, теплота відхідних газів може використовуватися як в котлі (рециркуляція їх «високотемпературної» частини з РПП (регенеративний повітрепідігрівач) в топку; підігрів холодного повітря перед РПП), так і для зовнішнього споживача теплоти. Підігріте повітря з повітряного каналу димової труби можна направляти в короб підведення його до калорифера (К) (використання теплоти підігрітого в калорифері повітря зменшує витрату гріючого теплоносія і підвищується надійність роботи димової труби) [7, 8]. Перспективним напрямком зростання коефіцієнта використання тепла є термохімічна регенерація, сутність якої полягає у використанні тепла димових газів для попередньої ендотермічної переробки вихідного палива. В результаті цього воно отримує більший запас хімічно зв'язаної енергії – зростаючої теплоти згорання [9]. Всі ці заходи можна здійснити при модернізації обладнання ТЕС в період капітальних ремонтів.

© Л.О. Кесова, Т.В. Шелешей, К.А. Дрогальчук, 2014

Згідно з «Галузевою програмою розвитку теплових електростанцій та теплоелектроцентралей» України передбачається три рівні модернізації: «маловитратна», «середньовитратна», «високовитратна». Утилізацію тепла димових газів при реконструкції діючих ТЕС можна віднести до «маловитратної» модернізації. Економічна ефективність при здійсненні заходів за рівнями модернізації котлів наведені в табл. 1 [10].

Таблиця 1

Економічна ефективність заходів за рівнями модернізації котлів

Економічна ефективність	«Маловитратна»	«Середньовитратна»	«Високовитратна»
Подовження ресурсу блоку, років	10–15	15–20	20–30
Збільшення маневреності, %	15–20	20–30	20–50
Питомі капітальні витрати дол./кВт	100–200	250–700	700–1200
Підвищення ККД блоку, %	2–5	3–8	6–11

До «маловитратної» модернізації слід віднести і вирішення питань утилізації теплоти відхідних газів котлів шляхом установки теплообмінників в конвективній шахті для нагріву води на власні потреби та теплопостачання або підвищення електричної потужності енергоблоків за технологією – «Блоки підвищеної ефективності» (БПЕ), що запропонована та розроблена «Подільським машинобудівним заводом» та ЦКТІ (РФ) [11].

Технологія «БПЕ» реалізується шляхом встановлення в тракці відхідних газів котлів спеціальних теплообмінників (турбінного економайзера – ТуЕ, повітроводяного теплообмінника – ПВТО, вбудованого теплообмінника – СВТО), які включаються в байпаси системи регенерації турбін [12]. При цьому подача живильної води чи конденсату в котельний економайзер (ЕКО) здійснюється двома потоками: основним, (після підігріву в підігрівачах високого – ПВТ чи низького тиску – ПНТ) і байпасним, що відводиться з тракту живильної води перед регенеративними підігрівачами та поступає в турбінний економайзер. В ньому вода нагрівається за рахунок відбору тепла від відхідних газів і подається в ЕКО в суміш з основним потоком (рис. 1а,б). Для регулювання співвідношення витрат води в обох потоках на основному і байпасному трубопроводах встановлюються засувки (замість них на байпасі ПВТ для забезпечення швидкого переключення режимів доцільно встановлювати регулюючий клапан).

В останній час турбінний економайзер включається в нові теплові схеми [14].

Так, ВАТ «ЕМАльянс» виконано проектну розробку котла Пп-2050-25-570КТ для блока 660 МВт на суперкритичні параметри пари. Підігрів повітря здійснюється у винесеному трубчатому повітрепідігрівачі, у розтин якого встановлений спеціальний теплообмінник, призначений для зниження температури відхідних газів. По воді ТуЕ включається на байпас підігрівача низького тиску. В проекті пилувугільного котла Пп-1000-24,5-565КТ ВАТ «ЕМАльянс» енергоблоку з турбіною 330 МВт в якості додаткового способу зниження температури відхідних газів також планується установка турбінного економайзера. Розрахунковий ККД котла брутто 92,5 %, за

рахунок установки ТуЕ можливо збільшити до 94,0 %; регенерація парової турбіни байпасується частково [14].

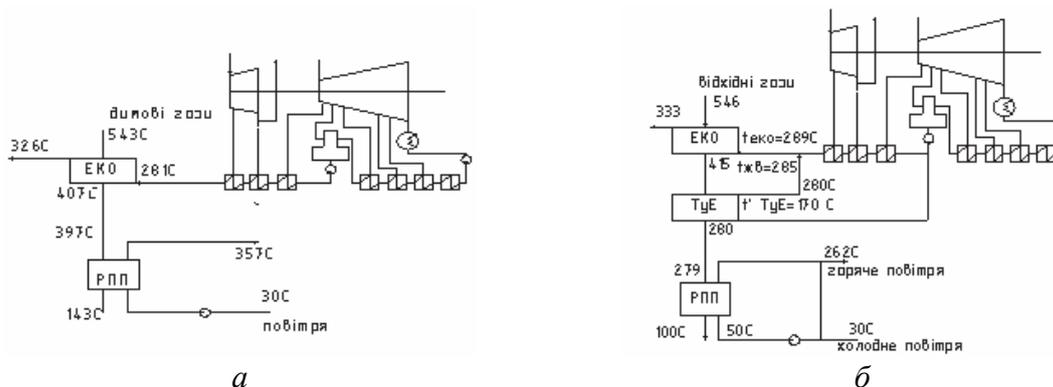


Рис. 1 – Принципові схеми включення турбінного економайзера в теплову схему турбіни [13]:
а – базовий варіант; б – варіант модернізації

Технологія БПЕ вже впроваджена на деяких електростанціях світу, але в Україні її ще немає. Електростанції, де використана технологія БПЕ, наведені в табл. 2 [11].

Таблиця 2

Електростанції, що переведені на технологію БПЕ

Електростанція	Країна	Продуктивність котла т/год
Березівська ДРЕС-1	РФ	2650
Екібастузька ДРЕС-2	Казахстан	1650
Південно-казахстанська ДРЕС-2	Казахстан	1650
Мордовська ДРЕС	РФ	1650
Карагандинська ДРЕС-2	Казахстан	220
Південно-Уральська ДРЕС	РФ	220
ТЕС Боксберг	Німеччина	640
Томь-Усинська ДРЕС	РФ	640
ТЕЦ-21 Мосенерго	РФ	1000
Рефтинська ДРЕС	РФ	1650
Березівська ДРЕС-2	РФ	2650
Зайнська ДРЕС	РФ	640
ТЕЦ Шаньхе	Китай	500
ТЕС Імін	Китай	1650
ТЕС Цзисянь	Китай	1650
Каширська ДРЕС	РФ	1000
ТЕЦ-3 Улан-Батор	Монголія	220
Цзиньменська ТЕС	Китай	1000
Троїцька ДРЕС	РФ	1050
ТЕС Керацині	Греція	640
ТЕС Скавіна	Польща	210
ТЕС Сисак	Хорватія	660
ТЕС Гацко	Чорногорія	1000
ТЕС Бітола	Македонія	670
Новоангрєнська ДРЕС	Узбекистан	1000
Єрмаковська ДРЕС	Казахстан	1070

Значний ефект було досягнуто і при використанні СВТО, які включені у конденсатний тракт теплової схеми енергоблоку 300 МВт ТЕС «Гацко» (Боснія і Герцеговина). СВТО (12 пакетів) включається по повітрю між другим і третім ходами трубчатого повітропідігрівача – ТПП; а по основному конденсату – в байпас підігрівачів низького тиску ПНТ-3 та ПНТ-4 системи регенеративного підігріву блоку. Для регулювання співвідношення витрат конденсату через СВТО і ПНТ на лінії конденсату за ПНТ-4 встановлений регулюючий клапан, а на трубопроводі подачі конденсату до СВТО і трубопроводі конденсату після ПНТ-4 – зворотні клапани. В результаті впровадження технології на ТЕС «Гацко» було досягнуто: зниження температури димових газів за котлом на 30 °С; тепло, що знімається в СВТО, складає – (113–121,5) ГДж/год; додаткова потужність блоку – (5,8–6,4) МВт (в залежності від виду палива); економічність блоку підвищилася на 0,6 % [15]. Схема включення СВТО зображена на рис. 2.

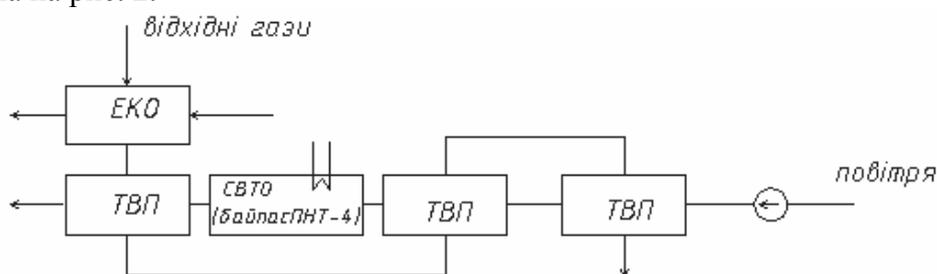


Рис. 2 – Схема включення вбудованого теплообмінника – СВТО

Аналіз переваг технологій утилізації тепла димових газів, що використана при модернізації енергоблоків ТЕС, показав [11]:

- підвищення ККД котла за рахунок зниження температури відхідних газів і більш повного використання теплоти палива (зниження q_2);
- додаткове вироблення електричної енергії на тепловому споживанні за рахунок пари відборів, що «витіснені»;
- заміна пікової резервної потужності в енергосистемі за рахунок збільшення конденсаційного виробітку електроенергії на ТЕС;
- зменшення екологічних викидів в навколишнє середовище;
- підвищення ККД електрофільтрів за рахунок зниження температури димових газів.

Однак дослідження показали, що організація роботи блоків, включає комплекс ряду заходів [16]:

- 1) часткове байпасування групи ПВТ без зменшення номінальної продуктивності котла і номінальної витрати свіжої пари на турбіну;
- 2) підвищення теплопродуктивності енергетичного котла відносно номінальної (за рахунок зниження температури газів, що відходять).

При цьому збільшення виробітку електричної та теплової потужності енергоустановки при БПЕ дає не тільки економію палива, а і значне підвищення довговічності ПВТ (завдяки зменшенню швидкості живильної води).

Енергетична ефективність даного способу «маловитратної» модернізації залежить від типу енергоустановки (конденсаційна, теплофікаційна) та виду палива (мазут, вугілля, природний газ), що попередньо визначає мінімально допустиму температуру відхідних газів з умов можливої корозії хвостових поверхонь нагріву котла («точка роси») та від відносної частини витрати живильної води, яка байпасує ПВТ.

Аналіз показав, що байпасування ПВТ призводить до зниження температури регенеративного підігріву живильної води, що зменшує ККД паросилового циклу КЕС і питоме вироблення електроенергії на тепловому споживанні на ТЕЦ. Однак інші показники теплової економічності енергоустановок покращуються: збільшується ККД котлів (завдяки зниженню температури газів, що відходять); в умовах ТЕЦ – збільшується об’єм комбінованого виробництва енергії з відповідною економією палива в енергосистемі (додаткова електроенергія в опалювальний період може бути вироблена без термодинамічних втрат) [16].

Таким чином, створення «Блоків підвищеної ефективності» – це принципова можливість отримання додаткової електричної та теплової енергії, вартість якої значно менша питомих капіталовкладень у порівнянні з будівництвом нових потужностей.

Слід відмітити, що найбільший енергетичний ефект від модернізації діючого обладнання по схемі БПЕ був досягнутий на газомазутних енергоблоках при спалюванні газу (за рахунок підвищення теплопродуктивності котлів та глибини допустимого зниження температури димових газів). В [17] показано, що при переході котла на спалювання газу, маємо можливість: можна збільшити потужність енергоблоків на 5 % без підвищення паропроодуктивності котла за рахунок «шунтування» потоків води і пари в деяких поверхнях нагріву і зниження гідравлічного опору в тракці; та забезпечити відбір від котла теплофікаційного тепла шляхом встановлення високотемпературного теплофікаційного економайзера (ВТЕ). Схеми модернізації хвостових поверхонь нагріву котла в порівнянні з базовою компоновкою наведено на рис. 3, де *а* – базовий варіант (має високу температуру відхідних газів); *б* – варіант з встановленням ВТЕ для забезпечення потреби в теплі; *в* – варіант встановлення за ЕКО 2-х турбінних економайзерів, один з яких – ТуЕ_{ВТ} працює на байпасі ПВТ, другий – ТуЕ_{НТ} – на байпасі ПНТ; регенеративний повітропідігрівач – РПП замінюється двооходовим трубчастим – ТПП [17].

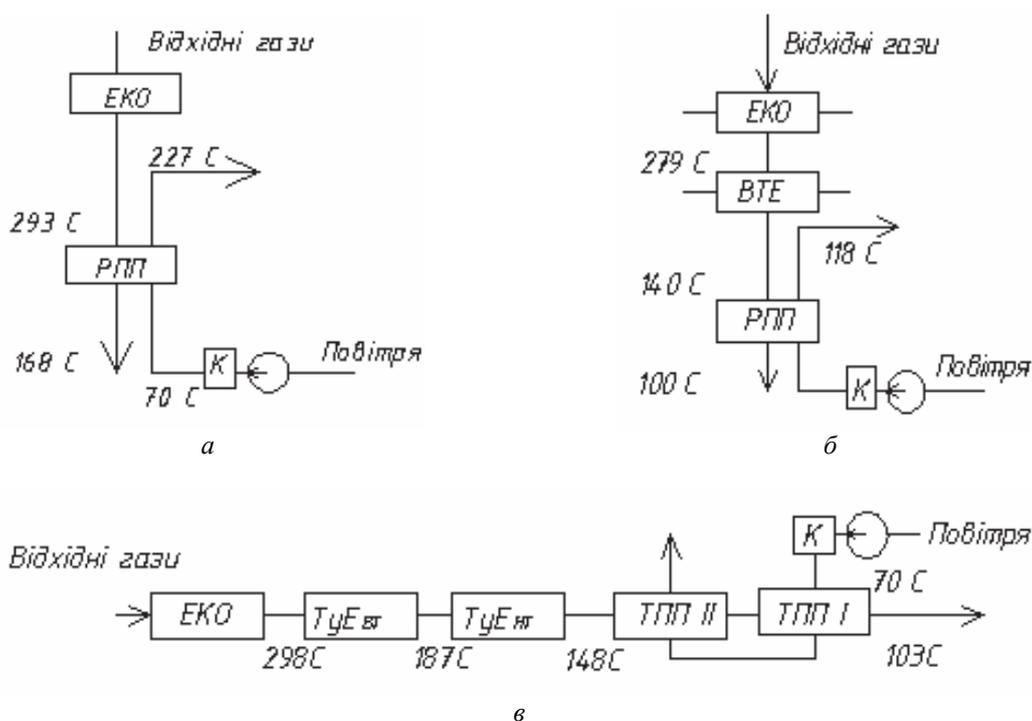


Рис. 3 – Варіанти схем компоновки хвостових поверхонь нагріву котла

В роботі [13] досліджено, що при розглянутих варіантах модернізації енергоблоків приріст електричної потужності досягає 11,4 МВт; зниження питомих витрат палива на виробництво електроенергії складає до 4,85 %; приріст теплопродуктивності блока – 201 ГДж/год, вартість обладнання для модернізації досягає (1,5–9,6) млрд. рублів. За даними досліджень і розрахунків ВАТ «Подільський машинобудівний завод» та ЦКТІ встановлено, що для «Блоків підвищеної ефективності» весь комплект заводського обладнання з урахуванням його монтажу може бути оцінений приблизно в 2,1 млн. дол., а послуги заводів – приблизно 0,7 млн. дол. Дані розрахунків показали, що «безпаливну» додаткову потужність можна отримати і при зменшенні паропроодуктивності котла до 934,3 т/год. При цьому додаткова потужність складає 4,7 МВт, а її вартість – 595 дол./кВт.

За результатами досліджень перевід пиловугільного енергоблоку з турбіною типу Т-250-240 на схему БПЕ забезпечує в конденсаційному режимі приріст електричної потужності 19,6 МВт, в теплофікаційному режимі – 11,9 МВт. При цьому зниження питомих витрат палива для виробництва електроенергії в конденсаційному режимі складає приблизно 1 %, в теплофікаційному – 17,2 %; температура відхідних газів зменшується на 37 °С (з 167 °С до 130 °С); температура дуттового повітря зберігається незмінною, що важливо для високореакційного вугілля. В роботі [3] досліджено, що одночасно з економічним при використанні технології БПЕ досягається і екологічний ефект: в пиловугільних котлах в 2–3 рази знижуються викиди золи із електрофільтрів (за рахунок глибокого охолодження димових газів), в газомазутних котлах – на (20–30) % зменшуються викиди оксидів азоту (внаслідок зниження температури дуттового повітря). Таким чином, розрахунки та дослідження показали, що показники отримані в процесі експлуатації на діючих ТЕС, підтверджують ефективність «маловитратної» модернізації – використання технології «Блоки підвищеної ефективності» [13].

Висновки

1) При глибокому охолодженні вихідних газів котлів покращуються економічні і екологічні характеристики електростанцій.

2) Додаткова потужність, отримана в схемах БПЕ, в 3–5 разів дешевше, ніж на нових блоках, що вводяться в експлуатацію.

3) Технологія БПЕ сприяє: підвищенню ККД котла (за рахунок зниження температури відхідних газів і більш повного використання теплоти палива); отриманню виробітку додаткової електричної енергії на тепловому споживанні (за рахунок пари відборів, що «витіснені»); заміні пікової резервної потужності в енергосистемі за рахунок збільшення конденсаційного виробітку електроенергії на ТЕС; зменшенню викидів в навколишнє середовище; підвищенню ККД електрофільтрів (за рахунок зниження температури димових газів).

Список літератури: 1. Перспективи впровадження чистих вугільних технологій в енергетику України [Текст] / І. А. Вольчин, Н. І. Дунаєвська, Л. С. Гапонич, М. В. Чернявський, О. І. Токал, Я. І. Засядько. – К.: ГНОЗІС, 2013. – С. 28. 2. Эффективность комплексной модернизации хвостовой части действующих пылеугольных котлов [Текст] / В. А. Медведев, А. У. Липец, Н. В. Пономарева, Г. Д. Бухман, С. М. Кузнецова // Теплоэнергетика. – 1999. – № 8. – С. 43–47. 3. О повышении эффективности теплоэнергетического оборудования [Текст] / А. П. Берсенев, Н. Ф. Немировский, В. Г. Овчар, В. В. Гордеев, А. У. Липец // Теплоэнергетика. – 1998. – № 5. – С. 51–54. 4. Кругликов, П. А. Выбор принципиальных схемных решений угольного энергоблока на суперкритические параметры пара [Текст] / П. А. Кругликов, Ю. В. Смолкин, К. В. Соколов // Теплоэнергетика. – 2011. – № 9. – С. 9–16. 5. Резинских, В. Ф. Надежность и безопасность ТЭС России на современном этапе [Текст] / В. Ф. Резинских, Е. А. Гринь // Теплоэнергетика. – 2010. – № 1. – С. 2–8. 6. Анализ показателей

надежности вспомогательного оборудования энергоблоков [Текст] / К. Э. Андерсон, Ю. М. Бродов, П. Н. Плотников и др. // Теплоэнергетика. – 2011. – № 8. – С. 2–7. **7.** Соколов, А. В. Эффективность использования теплоты дымовых газов за регенеративными вращающимися воздухоподогревателями [Текст] / А. В. Соколов, В. С. Белоусов, А. Ю. Большихин // Электрические станции. – 2012. – № 10. – С. 40–42. **8.** Зиганшина, С. К. Способы утилизации теплоты вентиляционного воздуха дымовых труб ТЭС [Текст] / С. К. Зиганшина, А. А. Кудинов // Электрические станции. – 2010. – № 4. – С. 22–27. **9.** Пашенко, Д. И. Термохимическая регенерация тепла дымовых газов путем конверсии биоэтанола [Текст] / Д. И. Пашенко // Теплоэнергетика. – 2013. – № 6. – С. 59–64. **10.** Галузева програма розвитку теплових електростанцій та теплоелектроцентралей (будівництво, реконструкція, модернізація) [Текст] // Центр сприяння впровадженню реформ в енергетиці. – К., 2006. – 47 с. **11.** Овчар, В. Г. Опыт заводских разработок энергоблоков повышенной эффективности [Текст] / В. Г. Овчар, В. В. Гордеев, И. А. Сотников, А. У. Липец // Теплоэнергетика. – 1999. – № 9. – С. 2–5. **12.** Пат. № 2160369 Российская Федерация, МПК F01K7/40. Энергетический блок повышенной эффективности / А. У. Липец, Л. В. Дырина, С. М. Кузнецова, В. В. Гордеев, Ю. А. Ершов, Д. М. Буднянский; Заявитель и патентообладатель ОАО «Подольский машиностроительный завод». – № 99101363/06; заявл. 20.01.1999; опубл. 10.12.2000, Бюл. № 4. – 5 с. **13.** Овчар, В. Г. Дополнительная мощность, получаемая при переводе энергоблоков на схему БПЭ [Текст] / В. Г. Овчар, А. У. Липец, С. М. Кузнецова, Л. В. Дырина // Теплоэнергетика. – 1999. – № 9. – С. 6–9. **14.** Смышляев, А. А. Новые разработки пилеугольных котлов [Текст] / А. А. Смышляев, В. И. Щелоков, С. А. Евдокимов и др. // Электрические станции. – 2010. – № 5. – С. 10–16. **15.** Система встроенных теплообменников [Текст] // Ресурсо- и энергосбережения в Сибирском регионе. Сб. тезисов докладов. Постоянно действующий международный семинар. Заседание 3. – Новосибирск, 2000. – 239 с. **16.** Ногин, В. И. Разработка оптимальных технических решений по реконструкции тепломеханического оборудования ТЭС АО Мосэнерго [Текст] / В. И. Ногин // Электрические станции. – 1998. – № 6. – С. 39–48. **17.** Стырикович, М. А. О модернизации газомазутных блоков [Текст] / М. А. Стырикович, А. П. Берсенева, В. В. Гордеев и др. // Энергетик. – 1996. – № 10. – С. 7–8.

Bibliography (transliterated): **1.** Vol'chyn, I. A., et al. *Perspektyvy vprovadzhennja chystyh vugil'nyh tehnologij v energetyku Ukrainy*. Kiev: GNOZIS, 2013. Print. **2.** Medvedev, V. A., et al. "Jеffektivnost' kompleksnoj modernizacii hvostovoj chasti dejstvujushhijh pylеugol'nyh kotlov." *Teplojenergetika* 8 (1999): 43–47. Print. **3.** Bersenev, A. P., et al. "O povyshenii jеffektivnosti teplojenergeticheskogo oborudovanija." *Teplojenergetika* 5 (1998): 51–54. Print. **4.** Kruglikov, P. A., Ju. V. Smolkin and K.V. Sokolov. "Vybor principial'nyh shemnyh reshenij ugol'nogo jenergobloka na superkriticheskie parametry para." *Teplojenergetika* 9 (2011): 9–16. Print. **5.** Rezinskih, and V. F., E. A. Grin'. "Nadezhnost' i bezopasnost' TES Rossii na sovremennom jetape." *Teplojenergetika* 1 (2010): 2–8. Print. **6.** Anderson, K. Je., et al. "Analiz pokazatelej nadezhnosti vspomogatel'nogo oborudovanija jenergoblokov." *Teplojenergetika* 8 (2011): 2–7. Print. **7.** Sokolov, A. V., V. S. Belousov and A. Ju. Bol'shihin. "Jеffektivnost' ispol'zovanija teploty dymovyh gazov za regenerativnymi vrashhajushhimisja vozduhopodogrerateljami." *Jelektricheskie stancii* 10 (2012): 40–42. Print. **8.** Ziganshina, S. K., and A. A. Kudinov. "Sposoby utilizacii teploty ventiljacionnogo vozduha dymovyh trub TJeS." *Jelektricheskie stancii* 4 (2010): 22–27. Print. **9.** Pashhenko, D. I. "Termohimicheskaja regeneracija tepla dymovyh gazov putem konversii biojetanola." *Teplojenergetika* 6 (2013): 59–64. Print. **10.** "Galuzeva programa rozvytku teplovyh elektrostancij ta teploelektrocentralej (budivnyctvo, rekonstrukcija, modernizacija)." *Centr spryjannja vprovadzhennju reform v energetyci*. Kiev, 2006. Print. **11.** Ovchar, V. G., et al. "Opyt zavodskih razrabotok jenergoblokov povyshennoj jеffektivnosti." *Teplojenergetika* 9 (1999): 2–5. Print. **12.** Lipec, A.U., et al. "Jenergeticheskij blok povyshennoj jеffektivnosti." RU Patent 2160369 (MPK F01K7/40). 10 December 2000. **13.** Ovchar, V. G., et al. "Dopolnitel'naja moshhnost', poluchaemaja pri perevode jenergoblokov na shemu BPJe." *Teplojenergetika* 9 (1999): 6–9. Print. **14.** Smyshljaev, A. A., et al. "Novye razrabotki pylеugol'nyh kotlov." *Jelektricheskie stancii* 5 (2010): 10–16. Print. **15.** "Sistema vstroennyh teploobmennikov." *Resurso- i jenergosberezenija v Sibirskom regione. Sb. tezisov dokladov. Postojanno dejstvujushhij mezhdunarodnyj seminar. Zasedanie 3*. Novosibirsk, 2000. Print. **16.** Nogin, V. I. "Razrabotka optimal'nyh tehniceskijh reshenij po rekonstrukcii teplomechanicheskogo oborudovanija TJeS AO Mosjenergo." *Jelektricheskie stancii* 6 (1998): 39–48. Print. **17.** Styrikovich, M. A., et al. "O modernizacii gazomazutnyh blokov." *Jenergetik* 10 (1996): 7–8. Print.

Поступила (received) 17.01.2014

УДК 697.3-52

С. С. ТИТАР, канд. техн. наук, проф.; проф. ОНПУ, Одеса;
Д. В. ЗАЙЦЕВ, аспірант ОНПУ, Одеса

**ДОСЛІДЖЕННЯ ОХОЛОДЖЕННЯ В'ЯЗКИХ НАФТОПРОДУКТІВ
 ПРОТЯГОМ ЇХ ЗБЕРІГАННЯ ТА ТРАНСПОРТУВАННЯ В
 ЗАЛІЗНИЧНИХ ЦИСТЕРНАХ**

В статті представлений комплекс заходів по транспортуванню, вивантаженню та зберіганню рідких, в'язких продуктів на прикладі нафтового бітуму. Виробництво бітуму в нафтохімічній галузі промисловості відбувається при порівняно високих температурах (~140–150 °С). При вказаних температурах цей матеріал знаходиться в рідкому стані й має в'язкість зіставну з в'язкістю води. У зв'язку з цим, транспортування бітуму від місця виробництва до місця споживання відбувається в залізничних цистернах (звичайні цистерни, цистерни-термоса, цистерни з паровою сорочкою). Цей матеріал різко збільшує в'язкість при зменшенні температури й частіше всього його вивантаження з цистерн без додаткового розігрівання стає неможливим. Найбільш складним питанням є визначення параметрів бітуму, який охолоджується при транспортуванні. Для цього треба правильно визначити коефіцієнт теплопередачі від гарячого бітуму через стінку цистерни в навколишнє середовища, також необхідно знати коефіцієнти тепловіддачі від бітуму до стінки й від стінки до оточуючого повітря при русі цистерни. Було розглянуто дві можливі фізичні моделі теплообміну бітуму з оточуючим середовищем. В подальшому необхідно провести натурні спостереження охолодження бітуму при русі цистерн на комплексі вивантаження та зберігання бітуму, а також лабораторні дослідження.

Ключові слова: теплообмін, коефіцієнт теплопередачі, конвекція, коефіцієнт тепловіддачі, температура.

Вступ

Виробництво бітуму в нафтохімічній галузі промисловості відбувається при порівняно високих температурах (~140–150 °С). При вказаних температурах цей матеріал знаходиться в рідкому стані й має в'язкість зіставну з в'язкістю води. У зв'язку з цим, транспортування бітуму від місця виробництва до місця споживання відбувається в залізничних цистернах (звичайні цистерни, цистерни-термоса, цистерни з паровою сорочкою). Цей матеріал різко збільшує в'язкість при зменшенні температури й частіше всього його вивантаження з цистерн без додаткового розігрівання стає неможливим.

Мета роботи – визначення температури матеріалу наприкінці транспортування при різних температурах зовнішнього повітря.

Найбільш важливим моментом є правильне визначення коефіцієнта теплопередачі від гарячого бітуму через стінку цистерни в навколишнє середовище. Для цього необхідно знати коефіцієнти тепловіддачі від бітуму до стінки й від стінки до оточуючого повітря при русі цистерни.

Вихідні дані для розрахунку:

- питома теплоємність бітуму $c = 1,68 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$
- температура навколишнього середовища $t_{\text{н}} = -15; -10; -5; 0; +10; +15 \text{ }^\circ\text{C}$
- початкова температура бітуму $t_{\text{б.н.}} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$
- маса бітуму в цистерні $G = 57300 \text{ кг}$
- поверхня цистерни $F = 92 \text{ м}^2$
- діаметр цистерни $D = 2,8 \text{ м}$
- час цистерни в дорозі ... $\tau = 4, 6, 8, 10 \text{ діб або } 96, 144, 192, 240 \text{ годин, відповідно}$

© С.С. Титар, Д.В. Зайцев, 2014

Для знаходження коефіцієнта теплопередачі від бітуму до стінки можливо використання відомої залежності (1)

$$Nu = 0,5 (Gr Pr)_{ж}^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1)$$

Цю залежність було отримано для фізичної моделі I , яка відрізняється від дійсних умов, і справедлива для випадку вільної конвекції зовні циліндру, як показаний на рис. 1. В нашому випадку вільна конвекція має місце в середині циліндру.

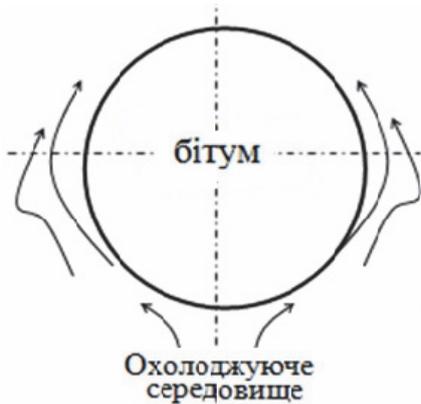


Рис. 1 – Фізична модель теплообміну I за формулою (1)

Коефіцієнт тепловіддачі від бітуму до стінки, враховуючи залежність (1), $\alpha_1 = 2,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. По залежності для вимушеної конвекції (повітря уздовж циліндра) визначають коефіцієнт тепловіддачі від цистерни до оточуючого повітря $\alpha_2 = 14,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Нехтуючи термічним опором цистерни по залежності (2) одержують значення коефіцієнта теплопередачі $k = 1,75 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2)$$

Задаючи різний час в дорозі τ , можна отримати температуру бітуму в пункті призначення

$$t_6 = t_B + \frac{t_H - t_B}{e \frac{Fk\tau}{Gc}} \quad (3)$$

по залежності (3)

Результати розрахунків температури матеріалу наприкінці транспортування за цією моделлю наведені у табл. 1 та на рис. 2.

Таблиця 1

Результати розрахунків температури матеріалу t_6 наприкінці транспортування

$t_6, \text{ }^\circ\text{C}$	$\tau, \text{ год.}$			
$t_H, \text{ }^\circ\text{C}$	96	144	192	240
-15	72,0	50,1	33,8	21,5
-10	74,2	53,0	37,2	25,4
-5	76,3	55,9	40,6	29,2
0	78,5	58,8	44,1	33,0
10	82,9	64,6	50,9	40,6
15	85,1	67,5	54,3	44,5

Слід зазначити, що найбільш складним у цьому розрахунку є правильне визначення коефіцієнта тепловіддачі від бітуму до стінки цистерни. На вільну конвекцію бітуму в цистерні будуть накладатися коливання від розгойдування цистерни при русі, через що збільшуватиметься коефіцієнт тепловіддачі. З іншого боку, на стінці цистерни, внаслідок її охолодження, може утворюватися нерухомий

прилиплий шар бітуму, який при низькій теплопровідності бітуму буде зменшувати коефіцієнт теплопередачі. Крім того, безпосередньо в теплообміні з повітрям буде братися доля тільки 0,5 площі поверхні цистерни, інша половина захищена сорочкою. Правда, зовнішній шар сорочки буде отримувати тепло від поверхні цистерни (внутрішньої поверхні сорочки) випромінюванням і лише після цього буде віддавати тепло оточуючому повітрю.

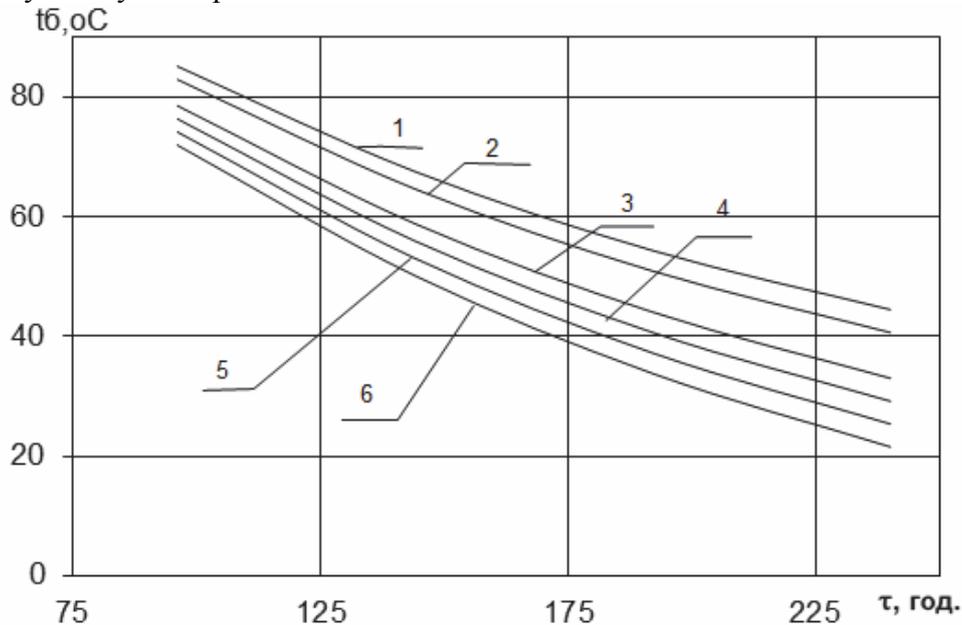


Рис. 2 – Температура бітуму в цистерні в залежності від температури зовнішнього повітря та часу транспортування:
 1 – $t_n = 15 \text{ }^\circ\text{C}$; 2 – $t_n = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; 3 – $t_n = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; 4 – $t_n = -5 \text{ }^\circ\text{C}$; 5 – $t_n = -10 \text{ }^\circ\text{C}$; 6 – $t_n = -15 \text{ }^\circ\text{C}$

Є можливість спробувати визначити коефіцієнт теплопередачі, використовуючи іншу модель теплообміну між бітумом і стінкою цистерни, вважаючи стінку плоскою, як показано на рис. 3.

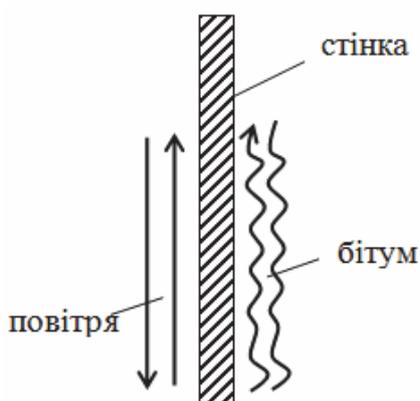


Рис. 3 – Фізична модель теплообміну 2, для цистерни з плоскою стінкою

Ця модель дещо ближче до реальної ситуації, проте не зовсім ясно, яким повинен бути визначальний геометричний розмір (діаметр цистерни чи $\frac{1}{2}$ довжини кола). Враховуючи порівняно невелику кривизну поверхні цистерни, правильніше, з нашої точки зору, за визначальний розмір вибрати діаметр цистерни. Крім того, будемо вважати, що в поверхні цистерни з боку бітуму утворився прилиплий шар.

При знаходженні залежності для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від бітуму до стінки цистерни відповідно до цієї фізичної, необхідно визначити число Релея по залежності (4)

$$Ra_6 = Gr_6 \cdot Pr_6 \quad (4)$$

Для цього заздалегідь було визначено середню температуру стінки t_{cp} і різницю температур між температурою бітуму і температурою стінки цистерни Δt .

При цьому зроблено такі припущення. При достатньо тривалому часі в дорозі температура стінки, температура бітуму і температура навколишнього середовища стануть рівними. У початковий момент температура бітуму рівна 140 °С.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки цистерни в навколишнє середовище визначено по залежності (5)

$$\alpha_{\text{пов}} = 11,6 + 7\sqrt{\omega}, \quad (5)$$

де ω – швидкість вітру, м/с.

Коефіцієнт теплопередачі в цьому випадку з урахуванням нерухомого шару бітуму біля стінки цистерни визначаємо по залежності (6)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\delta}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{пов}}}}. \quad (6)$$

Результати розрахунків температури матеріалу наприкінці транспортування за цією моделлю наведені у табл. 2 і на рис. 4.

Таблиця 2

Результати розрахунків температури матеріалу t_{δ} наприкінці транспортування

$t_{\delta}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\tau, \text{ год.}$			
$t_{\text{н}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	96	144	192	240
-15	58,2	35,3	19,6	8,8
-10	61,3	39,2	23,9	13,4
-5	64,2	42,8	28,0	17,8
0	67,2	46,6	32,3	22,4
10	73,3	54,1	40,8	31,5
15	76,0	57,7	44,8	35,8

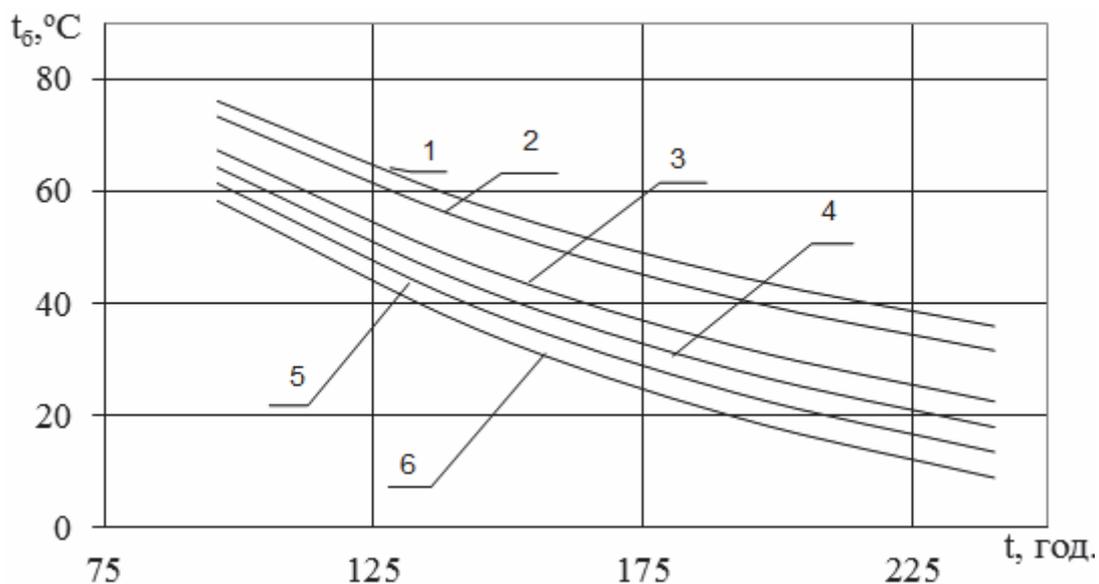


Рис. 4 – Температура бітуму в цистерні в залежності від температури зовнішнього повітря та часу транспортування:
 1 – $t_{\text{н}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $t_{\text{н}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – $t_{\text{н}} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$; 4 – $t_{\text{н}} = -5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; 5 – $t_{\text{н}} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$; 6 – $t_{\text{н}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$

На рис. 5 виконано порівняння розрахунків температури бітумів в цистерні в залежності від температури зовнішнього повітря та часу транспортування за різними моделями теплообміну.

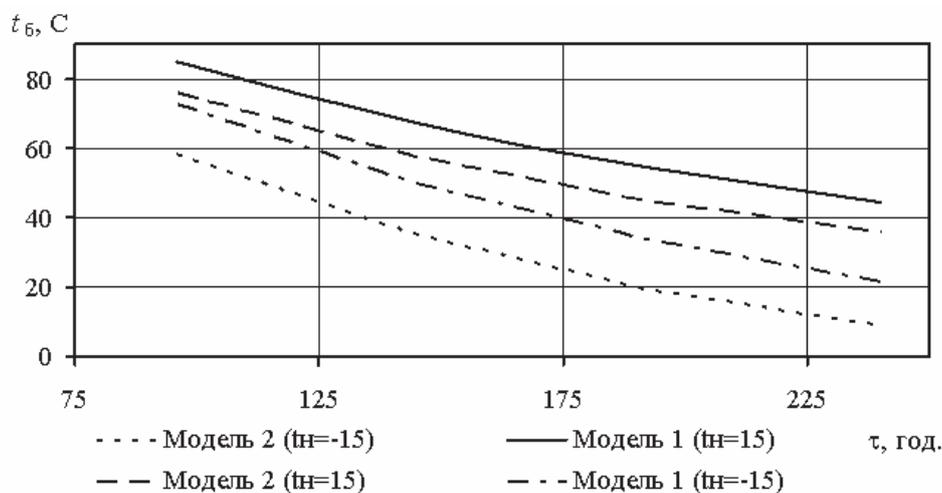


Рис. 5 – Порівняння розрахунків температури бітумів в цистерні в залежності від температури зовнішнього повітря та часу транспортування

Висновки

- 1) Вперше зроблено аналіз рівнянь для розрахунку теплообміну між бітумом та навколишнім середовищем при транспортуванні у залізничних цистернах.
- 2) Опираючись на отриманні данні треба констатувати, що температура бітуму, по ходу транспортування, неминуче падає, при чому за певною залежністю. Це дає нам можливість зрозуміти, як і коли бітум віддає, чи приймає тепло.
- 3) Аналізуючи різні фізичні моделі і порівнюючи результати, можна зазначити, що результати розрахунків за різними моделями будуть відрізнятися на 15...30 %.
- 4) На велику розбіжність між даними отриманими за різними моделями, мають великий вплив припущення, які неможливо ігнорувати.
- 5) Для підтвердження цих висновків потрібно провести експеримент на моделі чи в натурних умовах.

Список літератури: 1. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – Москва: Энергия, 1975. – 423 с. 2. Титар, С. С. Системы энергопостачання промислових підприємств [Текст] / С. С. Титар. – Одеса: АТ БАХВА, 2002. – 356 с. 3. Гун, Р. Б. Нефтяные битумы [Текст] / Р. Б. Гун. – Москва: Химия, 1989. – 323 с. 4. Левенберг, В. Д. Аккумуляирование тепла [Текст] / В. Д. Левенберг, М. Р. Ткач, В. А. Гольстрем. – Киев: Техника, 1991. – 84 с.

Bibliography (transliterated): 1. Isachenko, V. P., V. A. Osipova and A.S. Sukomel. *Teploperedacha*. Moscow: Jenergija, 1975. Print. 2. Tytar, S. S. *Systemy energopostachannja promyslovyh pidpryjemstv*. – Odesa: AT BAHVA, 2002. Print. 3. Gun, R. B. *Neftjannye bitumu*. Moscow: Himija, 1989. Print. 4. Levenberg, V. D., M. R. Tkach and V. A. Gol'strem. *Akkumulirovanie tepla*. Kiev: Tehnika, 1991. Print.

Надійшла (received) 25.02.14

РЕФЕРАТИ

УДК 621.165

Конденсаційно-теплофікаційна паротурбінна установка КТ-100-6,7 для будівництва ДПЕБ з РУ СВБР-100 [Текст] / В. Л. Швецов, І. І. Кожешкурт, С. А. Пальков, І. А. Пальков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 5–15. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлена нова паротурбінна установка КТ-100-6,7, призначена для будівництва дослідно-промислового енергоблоку (ДПЕБ) з реакторною установкою (РУ) свинцево-вісмутівим теплоносієм (СВБР-100), що є прототипом серійних атомних комплексів для регіональних і локальних енергосистем і одним з перших в світі комерційних реакторів малої потужності четвертого покоління. Розглянуто особливості конструкції турбіни, її основні параметри і технічні характеристики, принципову теплова схема турбоустановки, а також основні питання надійності теплопостачання з відборів з нерегульованим тиском. Показано, що паротурбінна установка може працювати як в конденсаційному, так і в теплофікаційному режимах експлуатації. Робиться висновок про доцільність прийнятих конструкторських і схемних рішень в турбоустановці КТ-100-6,7 і високого ступеня уніфікації її елементів, відпрацьованих і освоєних у виготовленні та експлуатації на станціях.

Ключові слова: турбіна, реакторна установка, теплова схема, атомний комплекс, конденсатор, ротор.

УДК 621.165:532.6

Розробка проточної частини ЦСТ парових турбін Т-125/150-12,8 на основі використання сучасних комп'ютерних технологій [Текст] / А. В. Русанов, О. Л. Шубенко, О. Ю. Култишев, В. М. Білан, М. Ю. Степанов, О. В. Сенецький, Н. В. Пашенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 16–29. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлено результати розрахунків тривимірних течій у двох модифікаціях циліндрів середнього тиску (ЦСТ) теплофікаційних турбін серії Т-100: Т-120/130-12,8 – існуюча турбіна і Т-125/150-12,8 – нова турбіна. Чисельні дослідження виконано за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*. Проточна частина ЦСТ Т-125/150-12,8 спроектована з використанням нового методу параметризації і аналітичного профілювання лопаток. Показано, що в розробленому ЦСТ парової турбіни за рахунок застосування сучасних профілів і ущільнень, а також перепрофільовання меридіональних обводів досягнуто істотного приросту ККД.

Ключові слова: парова турбіна, циліндр середнього тиску (ЦСТ), проточна частина, просторова течія, розрахункові дослідження.

УДК 621.165

Вплив способу збереження пропускної здатності направляючої решітки на результати просторової оптимізації [Текст] / А. В. Бойко, Ю. М. Говорущенко, В. С. Бараннік // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 30–34. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконана просторова оптимізація стандартного профілю турбінної решітки з урахуванням обмежень на витрату робочого тіла та міцність профілю. Показана можливість збільшення аеродинамічної ефективності турбінного профілю, що розглядався. Проведено порівняння отриманих результатів з більш ранніми дослідженнями. Крім того, для більш детального аналізу результатів приведені графіки розподілу втрат по висоті турбінної лопатки. Також, розглянутий метод побудови турбінних профілів за допомогою кривої Безье.

Ключові слова: просторова оптимізація, турбінна лопатка, функціональне обмеження, початкова форма лопатки, оптимальна форма лопатки, інтегральні втрати, крива Безье.

УДК 621.165

Про аеродинамічну ефективність решіток профілей соплових лопаток потужних парових турбін [Текст] / А. В. Лапузін, В. П. Суботович, Ю. О. Юдін, О. Ю. Юдін, В. Л. Швецов, І. І. Кожешкурт, В. О. Конєв // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 35–42. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено узагальнення і аналіз результатів власних та залучених експериментальних досліджень решіток профілів соплових лопаток, які засвідчили позитивний вплив на аеродинамічну досконалість решіток застосування подовжувачів до стандартних профілів. Експериментально доведено,

що для решітки з відносно короткими лопатками оптимальне проектування поворотних частин міжлопаткових каналів за допомогою оберненої аеродинамічної задачі дозволило суттєво зменшити сумарні втрати за рахунок частки кінцевих втрат.

Ключові слова: решітка соплових профілів, подовжувач, кінцеві та профільні втрати напруги в лопатках, зворотна аеродинамічна задача.

УДК 621.165

Вплив парціального підводу у триступеновому відсіку осьового компресора на нестационарні навантаження та коливання робочих лопаток [Текст] / В. І. Гнесін, Л. В. Колодяжна, Р. Жандковскі, О. О. Колеснік // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 43–52. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Подано результати чисельного аналізу нестационарних навантажень та аеропружних коливань робочих лопаток в триступеновому відсіку осьового компресора у тривимірному потоці ідеального газу при повному та парціальному підводі з використанням наданого методу розв'язання зв'язаної задачі нестационарної аеродинаміки та пружних коливань лопаток. Показано, що середні значення деформацій лопаток при повному і парціальному підводі практично однакові, парціальний підвід приводить до збільшення амплітуд коливань лопаток в 3-4 рази по зрівнянню з повним підводом.

Ключові слова: осьовий компресор, парціальний підвід, зв'язана задача, робоча лопатка, нестационарні аеродинамічні навантаження, аеропружні коливання лопаток.

УДК 621.45.038

Двохструменеве плівкове охолодження плоскої поверхні: вплив зовнішньої турбулентності [Текст] / А. А. Халатов, Н. А. Панченко, Ю. Я. Дашевський, І. І. Борисов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 53–60. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлено результати експериментального дослідження двохструменевого плівкового охолодження плоскої поверхні. При малих ($m = 0,50$) і помірних ($m = 1,0$) значеннях параметра вдую ефективність плівкового охолодження пластини вище, ніж для стандартної дворядної системи циліндричних отворів і відповідає їй при $m = 1,50$. Зовнішня турбулентність потоку ($\approx 7\%$) практично не робить впливу на ефективність плівкового охолодження пластини двохструменевою системою отворів.

Ключові слова: двохструменеве плівкове охолодження, ефективність охолодження, зовнішня турбулентність.

УДК 532.516, 517: .536.24

Фізичні особливості інтенсифікації теплообміну для середовищ з високими числами Прандтля в області переходу від ламінарного до турбулентного режиму течії [Текст] / М. А. Готовській, Ю. Г. Сухоруков, Н. В. Георгіївський // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 61–71. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X.

У теплообмінниках з високов'язкими середовищами реалізується рух з числами Re , відповідним ламінарній і перехідній областям для гладкого каналу. При цьому використання штучної шорсткості (ШШ) дає можливість отримувати степені інтенсифікації тим більші, чим більше число Pr . Для пояснення цих результатів важливо встановити відмінність розвитку турбулентності в інтенсифікованому каналі від гладкого. Нові дані Хао, Еволда і Олсена дозволили встановити, як швидко після переходу до турбулентності розподіл пульсацій поперечної швидкості і дотичних напружень з ростом числа Re наближається до сталому. Зона породження турбулентності в гладкому каналі розташована в інтервалі $30 < y^+ < 40$. Зіставлення масштабів ШШ, що призводять до зниження $Re_{кр}$ і положення цієї зони в гладкій трубі, дозволили зробити висновок, що зона утворення вихорів для ШШ виявляється ближче до стінки, ніж при генерації турбулентності за звичним сценарієм. Це дає підстави припускати, що вплив вихорів, які генеруються на елементах ШШ, буде сильніше впливати на тепловіддачу рідин з високими числами Pr , оскільки для них основний термічний опір зосереджено у відносно тонкому шарі. Викладена схема дозволяє пояснити експериментальні дані ряду авторів, а також забезпечити більш надійне прогнозування ефективності інтенсифікації теплообміну в залежності від числа Pr .

Ключові слова: штучна шорсткість, ефективність, інтенсифікація теплообміну, число Прандтля, турбулентність.

УДК 621.165

Про облік температурного фактора в розрахунках охолодження газових турбін [Текст] / **О. І. Тарасов, О. І. Долгов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 72–81. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Показано, що введення температурного чинника в розрахунок тепловіддачі в плоских каналах охолодження, призводить до збільшення температури поверхні лопатки на кілька десятків градусів ((30–60) °С в розглянутому прикладі). Виконано *CFD* аналіз теплообміну в гладкому круглому каналі та круглому каналі з поперечними ребрами малої висоти, а також в каналі квадратного перетину з поворотом потоку на 180°. Зроблено висновок про те, в яких ситуаціях слід вводити температурний фактор в розрахунок тепловіддачі в каналах охолодження.

Ключові слова: температурний фактор, газова турбіна, система охолодження, коефіцієнт тепловіддачі.

УДК 621.438-226.2:536.24

***CFD*-моделювання плівкового охолодження пластини зі вхідною циліндричною ділянкою** [Текст] / **В. Ю. Петельчиц** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 82–89. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено результати чисельного моделювання плівкового охолодження пластини з багаторядною системою циліндричних отворів на вхідній циліндричній ділянці, а також порівняння результатів проведених розрахунків з експериментальними даними. Моделювання виконано за допомогою програмного комплексу *ANSYS CFX*. Крім *RANS*-моделювання течії з різними моделями турбулентності виконано *DES*-моделювання, засноване на безпосередньому моделюванні вихрової структури течії. Застосування рекомендованої низкою досліджень *DES* моделі дало результати розрахунку близькі до застосування *SST* моделі турбулентності. У роботі також розглянуто застосування Reynolds Stress моделі турбулентності *BSL*, яка враховує анізотропію турбулентної в'язкості. З метою підвищення достовірності результатів розрахунку ефективності плівкового охолодження, розглянута також можливість адаптації *SST*-моделі турбулентності шляхом коригування її констант. Запропонована адаптація *SST*-моделі турбулентності наближає результати розрахунку ефективності плівкового охолодження до експериментальних даних.

Ключові слова: плівкове охолодження, модель турбулентності, ефективність плівкового охолодження, ряд циліндричних отворів.

УДК 621.438

Розробка методів розрахунку характеристик нестационарного робочого процесу в низькоемісійних камерах згоряння ГТД [Текст] / **С. І. Сербін, Г. Б. Мостіпаненко, А. В. Козловський, В. Г. Ванцовський, В. В. Вілкул** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 90–94. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Стаття присвячена питанням чисельного моделювання термо- акустичних процесів в камерах згоряння газотурбінних двигунів. Проведено аналіз пульсаційних процесів в низькоемісійній камері згоряння газотурбінного двигуна, викликаних особливостями конструкції жарових труб і аеродинамічної взаємодії компресора, камери згоряння і турбін, за допомогою сучасних інструментів обчислювальної гідродинаміки (*CFD*). Проведено числовий експеримент з визначення рівня пульсацій тиску в камері згоряння газотурбінного двигуна.

Ключові слова: газотурбінний двигун, камера згоряння, турбулентне горіння, пульсаційне горіння, чисельні методи, математичне моделювання.

УДК 621.4

Використання апріорної інформації при синтезі моделей запуску [Текст] / **С. В. Єпіфанов, Ф. Ф. Сіренко, С. І. Суховій** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 95–103. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Стаття присвячена деяким аспектам актуальної проблеми моделювання процесів, що протікають під час запуску газотурбінного двигуна. Такі моделі необхідні для створення систем автоматичного керування двигунів і тренажерів. Показано, що традиційний підхід, заснований на екстраполяції характеристик вузлів в область запуску, має суттєві недоліки. Запропоновано альтернативний підхід, згідно якого процес запуску моделюється за використання лінійної динамічної моделі, що ідентифікується на базі спрощеної статичної моделі з широким використанням експериментальних даних та апріорних знань. Наведено структуру моделі запуску, що співпадає зі структурою математичної моделі двигуна на робочих режимах, та її математичну формалізацію. Проаналізовано джерела апріорної

інформації і визначено їх місце при формуванні моделі з використанням ідентифікації. Особливу увагу в статті приділено спрощеній статичній характеристиці на базі апріорної та експериментальної інформації.

Ключові слова: запуск ГТД, лінійна динамічна модель, спрощена статична модель, апріорна інформація, характеристики ГТД.

УДК 621.183

Особливості методики розрахунку регулюючих клапанів, що працюють на закипаючій воді, для підігрівачів високого тиску вітчизняних і зарубіжних АЕС [Текст] / М. Г. Уханова, Н. Н. Трифонов, Ф. А. Святкин, С. Б. Єсін, Е. Б. Григор'єва // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 104–108. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті наведено опис запропонованої ВАТ «НВО ЦКТИ» методики розрахунку клапанів, регулюючих рівень в теплообмінних апаратах, і її особливості. Наведено опис запропонованих конструкцій нових регулюючих клапанів, а також результати розрахунків технічних характеристик клапанів і їх вплив на роботу підігрівачів високого тиску камерного типу.

Ключові слова: регулюючий клапан, підігрівач високого тиску, АЕС, методика розрахунку, дроселювання, закипання.

УДК 621.438.2

Дослідження та аналіз використання програмного комплексу FlowVision HPC при розрахунку характеристик струминно-реактивної турбіни [Текст] / С. М. Ванєєв, В. В. Гетало, С. К. Корольов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 109–116. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Утилізація енергії стиснутих газів є перспективним і важливим напрямом при вирішенні проблеми енергозбереження в сучасному світі. Турбогенераторні установки на базі струминно-реактивної турбіни можуть використовуватися для утилізації енергії стиснутих газів, наприклад, на газорозподільних станціях. Ця стаття присвячена розрахунку течії газу та побудові характеристик струминно-реактивної турбіни за допомогою програмного комплексу *FlowVision*, а також порівнянні отриманих результатів з результатами оброблених експериментальних даних.

Ключові слова: струминно-реактивна турбіна, чисельне моделювання, крутний момент, потужність, ККД.

УДК 621.165.62-192

Співставлення 2D- та 3D розрахункових моделей оцінки залишкового ресурсу високотемпературних елементів парової турбіни [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 117–124. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено співставлення 2D- та 3D розрахункових моделей оцінки залишкового ресурсу високотемпературних елементів парової турбіни великої потужності для продовження експлуатації енергоблоків. Показано, що для розрахункової оцінки залишкового ресурсу роторів ЦВТ та ЦСТ можуть бути використані 2D моделі. Для корпусів ЦВТ, ЦСТ, а також корпусів клапанів АСК (автоматизований стопорний клапан) ЦВТ та АЗК (автоматизований захисний клапан) ЦСТ необхідно застосовувати 3D моделі у зв'язку з складністю їх конструкції, наявністю фланців горизонтального роз'єму та особливостей течії робочого тіла у корпусах.

Ключові слова: залишковий ресурс, високотемпературні елементи парової турбіни, ротор, корпус, циліндр високого тиску, циліндр середнього тиску.

УДК 629.735

Оцінка повзучості корпусу регулюючого клапану парової турбіни К-325 [Текст] / М. Г. Шульженко, А. С. Колядюк // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 125–131. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Чисельно досліджується напружено-деформований стан і повзучість корпусу клапана парової турбіни К-325 на стаціонарному режимі роботи. Температурні поля й тиск на стінки корпусу визначаються на основі чисельного рішення осереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса для течії густої стисливої теплопровідної пари в системі паророзподілу. Рівняння повзучості інтегруються явною схемою Ейлера. Використалася модель неявної повзучості зі зміцненням, що враховує початкову й сталу повзучість. Максимальні величини пружних напружень від спільного впливу температур і тиску пари в клапані не перевищують $\sigma_{\max} = 82$ МПа. Деформації повзучості спостерігаються на внутрішніх стінках

корпуса клапана, поверхні зовнішніх стінок практично не випробовують повзучості. Показано, що явище повзучості не є основною причиною утворення тріщин у корпусі клапана.

Ключові слова: розрахунок, течія пара, повзучість, система паророзподілу, турбіна.

УДК 621.165:539.4

Ресурс парової турбіни [Текст] / В. П. Сухінін, Т. М. Пугачова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 132–138. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто питання, пов'язані з особливостями стану високотемпературних елементів парової турбіни, а також фактори, що впливають на їх працездатність і ресурс. Проаналізовані фактори, що визначають тривалість надійної експлуатації турбоустановки: вичерпання тривалої пластичності із-за повзучості матеріалу; накопичення пошкоджень в критичних зонах роторів із-за малоциклової втоми. Залежно від умов експлуатації основними факторами, що лімітують безаварійну роботу конструкції при тривалому навантаженні, можуть бути граничні деформації або руйнують напруги.

Ключові слова: ресурс, парова турбіна, термонапружений стан, повзучість і тривала міцність, малоциклова втома.

УДК 621.313

Про вібраційні характеристики статорів потужних турбогенераторів [Текст] / Ю. К. Петреня, О. В. Антонюк, С. М. Гаврилов, О. В. Гаєв // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 139–144. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Відзначена велика практична важливість проблеми визначення власних частот і форм коливань елементів лобових частин потужних турбогенераторів. Представлені результати аналізу різних методик з урахуванням ступеня достовірності розрахункових характеристик вібраційного стану та їх збіжності з результатами стендових випробувань і досвідом експлуатації, що дозволило виявити істотну залежність результатів розрахунку від ряду параметрів і умов постановки та вирішення проблеми визначення та управління вібраційним станом турбогенераторів. Результати чисельного моделювання для визначення власних частот вивідного кінця і частині кільця сполучних шин статора в тривимірній постановці отримані із застосуванням методу кінцевих елементів. Показана сильна залежність розрахункових характеристик, як від використовуваних алгоритмів розрахунку, так і від коректної постановки крайових умов. Підвищення достовірності чисельного моделювання вимагає врахування у розрахункових процедурах експериментальних даних стендових досліджень та промислових експериментів, таким чином має бути забезпечений перехід від чисельного розрахунку і моделювання до розрахунково-експериментальних методів визначення вібраційного стану потужних турбогенераторів.

Ключові слова: турбогенератор, статор, лобова частина, власна частота, форма коливань, чисельне моделювання.

УДК 621.515.1

Застосування блочно ієрархічного підходу до проектування і оптимізації системи ВРА для відцентрового компресора [Текст] / Г. А. Бондаренко, І. В. Юрко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 145–153. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті наведені результати оптимізації системи вхідного регулюючого апарату (ВРА). Використано блочно-ієрархічний підхід до проектування. Наведено алгоритм послідовного розбиття глобальної мети оптимізації на кілька локальних. На кожному ієрархічно-підпорядкованому рівні, на підставі проведення чисельних досліджень, складалися формальні макромоделі об'єкта. Використання отриманих формальних макромоделей дозволяє спроектувати оптимальну систему ВРА, яка забезпечує ефективне регулювання компресорної установки в широкому діапазоні робіт.

Ключові слова: відцентровий компресор, регулювання, система ВРА, лопатева решітка, оптимізація, формальне макромоделювання.

УДК 621.574.9; 681.5.08

До питання формування алгоритму діагностування технічного стану парокompресійних холодильних машин [Текст] / Є. Л. Сніховський, А. С. Клепанда, І. І. Петухов, А. В. Шерстюк // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 154–159. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Описано стан проблеми на сучасному етапі розвитку діагностики холодильного обладнання. Дано обґрунтування актуальності застосування мікроконтролера в якості керуючого елемента при діагностиці холодильного обладнання. Сформовано набір вимірювальних засобів для проведення діагностики. Представлено алгоритм діагностування парокompресійної холодильної машини (ПКХМ) на базі терморегулюючого вентиля (ТРВ) із зовнішнім вирівнюванням. Складена таблиця поводження робочих параметрів ПКХМ при прояві несправностей. Сформована програма діагностування в розрахунковому середовищі *MatLAB Simulink* для програмування мікроконтролера.

Ключові слова: холодильна машина, діагностика, ідентифікація процесів, автоматизація.

УДК 621.224

Новий підхід до розв'язання зворотної задачі відцентрового насоса [Текст] / С. Д. Косторной, А. К. Давіденко, Л. К. Марченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 160–168. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Сучасний рівень розробок насосного обладнання потребує створення надійних фізичних і математичних моделей, що описують якісно і кількісно правильно робочий процес в елементах ступеня гідромашини. В цій статті ми пропонуємо алгоритм і результати розв'язання зворотної задачі для проектування протічної частини робочого колеса одноступеневого відцентрового насоса для заданої форми меридіанного потоку. Принциповою відмінністю від відомих постановок розв'язання такої задачі є врахування взаємного впливу на меридіанний потік всіх елементів протічної частини: підводу, спірального відводу і вихідного дифузора.

Ключові слова: зворотна задача, пряма задача, взаємний вплив, елементи проточної частини, меридіанний потік.

УДК 621.036.7

Аналіз шляхів утилізації тепла димових газів котлів маневрових блоків ТЕС [Текст] / Л. О. Кесова, Т. В. Шелешей, К. А. Дрогальчук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 169–175. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглядаються вирішення питань надійної та економічної роботи обладнання теплових електростанцій шляхом використання «малозатратних» технологій утилізації теплоти відхідних газів. Приведені принципові схеми реалізації даної технології. Проаналізовано економічний та екологічний ефект від впровадження різних технологій утилізації тепла відхідних газів. Технологія БПЕ («Блоки підвищеної ефективності») сприяє: підвищенню ККД котла; отриманню виробітки додаткової електричної енергії на тепловому споживанні; заміні пікової резервної потужності в енергосистемі за рахунок збільшення конденсаційної виробітки електроенергії на ТЕС; зменшенню викидів в навколишнє середовище; підвищенню ККД електрофільтрів.

Ключові слова: димові гази, відхідні гази, утилізація, маневрові енергоблоки ТЕС, «Блоки підвищеної ефективності», турбінний економайзер.

УДК 658.264

Охолодження в'язких нафтопродуктів протягом їх зберігання та транспортування в залізничних цистернах [Текст] / С. С. Титар, Д. В. Зайцев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 176–180. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

В статті представлений комплекс заходів по транспортуванню, вивантаженню та зберіганню рідких, в'язких продуктів на прикладі нафтового бітуму. Виробництво бітуму в нафтохімічній галузі промисловості відбувається при порівняно високих температурах (~140–150 °C). При вказаних температурах цей матеріал знаходиться в рідкому стані й має в'язкість зіставну з в'язкістю води. У зв'язку з цим, транспортування бітуму від місця виробництва до місця споживання відбувається в залізничних цистернах (звичайні цистерни, цистерни-термоса, цистерни з паровою сорочкою). Цей матеріал різко збільшує в'язкість при зменшенні температури й частіше всього його вивантаження з цистерн без додаткового розігрівання стає неможливим. Найбільш складним питанням є визначення параметрів бітуму, який охолоджується при транспортуванні. Для цього треба правильно визначити коефіцієнт теплопередачі від гарячого бітуму через стінку цистерни в навколишнє середовище, також необхідно знати коефіцієнти тепловіддачі від бітуму до стінки й від стінки до оточуючого повітря при русі цистерни. Було розглянуто дві можливі фізичні моделі теплообміну бітуму з оточуючим середовищем. В подальшому необхідно провести натурні спостереження охолодження бітуму при русі цистерн на комплексі вивантаження та зберігання бітуму, а також лабораторні дослідження.

Ключові слова: теплообмін, коефіцієнт теплопередачі, конвекція, коефіцієнт тепловіддачі, температура.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.165

Конденсационно-теплофикационная паротурбинная установка КТ-100-6,7 для строительства ОПЭБ с РУ СВБР-100 [Текст] / В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 5–15. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлена новая паротурбинная установка КТ-100-6,7, предназначенная для строительства опытно-промышленного энергоблока (ОПЭБ) с реакторной установкой (РУ) со свинцово-висмутовым теплоносителем (СВБР-100), являющегося прототипом серийных атомных комплексов для региональных и локальных энергосистем и одним из первых в мире коммерческих реакторов малой мощности четвертого поколения. Рассмотрены особенности конструкции турбины, ее основные параметры и технические характеристики, принципиальную тепловую схему турбоустановки, а также основные вопросы надежности теплоснабжения из отборов с нерегулируемым давлением. Показано, что паротурбинная установка может работать как в конденсационном, так и в теплофикационном режимах эксплуатации. Делается вывод о целесообразности принятых конструкторских и схемных решений в турбоустановке КТ-100-6,7 и высокой степени унификации ее элементов, отработанных и освоенных в изготовлении и эксплуатации на станциях.

Ключевые слова: турбина, реакторная установка, тепловая схема, атомный комплекс, конденсатор, ротор.

УДК 621.165:532.6

Разработка проточной части ЦСД паровой турбины Т-125/150-12,8 на основе использования современных компьютерных технологий [Текст] / А. В. Русанов, А. Л. Шубенко, А. Ю. Култышев, В. Н. Билан, М. Ю. Степанов, А. В. Сенечкий, Н. В. Пашенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 16–29. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены результаты расчетов трехмерных течений в двух модификациях цилиндров среднего давления (ЦСД) теплофикационных турбин серии Т-100: Т-120/130-12,8 – существующая турбина и Т-125/150-12,8 – новая турбина. Численные исследования выполнены с помощью программного комплекса *IPMFlow*. Проточная часть ЦСД Т-125/150-12,8 спроектирована с использованием нового метода параметризации и аналитического профилирования лопаток. Показано, что в разработанном ЦСД паровой турбины за счет применения современных профилей и уплотнений, а также перепрофилирования меридиональных обводов достигнут существенный прирост КПД.

Ключевые слова: паровая турбина, цилиндр среднего давления (ЦСД), проточная часть, пространственное течение, расчетные исследования.

УДК 621.165

Влияние способа сохранения пропускной способности направляющей решетки на результаты пространственной оптимизации [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, В. С. Баранник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 30–34. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Выполнена пространственная оптимизация стандартного профиля турбинной решетки с учетом ограничений на расход рабочего тела и прочность профиля. Показана возможность повышения аэродинамической эффективности рассмотренного турбинного профиля. Проведено сравнение полученных результатов с более ранними исследованиями. Помимо этого, для более детального анализа результатов приведены графики распределения потерь по высоте турбинной лопатки. Также, рассмотрен метод построения турбинных профилей с помощью кривых Безье.

Ключевые слова: пространственная оптимизация, турбинная лопатка, функциональные ограничения, исходная форма лопатки, оптимальная форма лопатки, интегральные потери, кривая Безье.

УДК 621.165

Об аэродинамической эффективности решеток профилей сопловых лопаток мощных паровых турбин [Текст] / А. В. Лапузин, В. П. Субботович, Ю. А. Юдин, А. Ю. Юдин, В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, В. А. Конев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 35–42. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено обобщение и анализ результатов собственных и привлеченных экспериментальных исследований решеток профилей сопловых лопаток, которые показали положительное влияние на аэродинамическое совершенство решеток удлинителей к стандартным профилям. Экспериментально доказано, что для решетки с относительно короткими лопатками оптимальное проектирование поворотных частей межлопаточных каналов с помощью обратной аэродинамической задачи позволило существенно уменьшить суммарные потери за счет доли концевых потерь.

Ключевые слова: решетка сопловых профилей, удлинитель, концевые и профильные потери, напряжения в лопатках, обратная аэродинамическая задача.

УДК 621.165

Влияние парциального подвода в трехступенчатом отсеке осевого компрессора на нестационарные нагрузки и колебания рабочих лопаток [Текст] / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски, А. А. Колесник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 43–52. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены результаты численного анализа нестационарных аэродинамических нагрузок и аэроупругих колебаний рабочих лопаток в трехступенчатом отсеке осевого компрессора в трехмерном потоке идеального газа при полном и парциальном подводе с использованием предложенного метода решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток. Показано, что средние значения деформаций лопаток при полном и парциальном подводе практически одинаковы, парциальный подвод приводит к увеличению амплитуды колебаний лопаток в 3–4 раза по сравнению с полным подводом.

Ключевые слова: осевой компрессор, парциальный подвод, связанная задача, рабочая лопатка, нестационарные аэродинамические нагрузки, аэроупругие колебания лопаток.

УДК 621.45.038

Двухструйное пленочное охлаждение плоской поверхности: влияние внешней турбулентности [Текст] / А. А. Халатов, Н. А. Панченко, И. И. Борисов, Ю. Я. Дашевский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 53–60. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены результаты экспериментального исследования двухструйного пленочного охлаждения плоской поверхности. При малых ($m = 0,50$) и умеренных ($m = 1,0$) значениях параметра дудва эффективность пленочного охлаждения пластины выше, чем для стандартной двухрядной системы цилиндрических отверстий и соответствует ей при $m = 1,50$. Внешняя турбулентность потока ($\approx 7\%$) практически не оказывает влияния на эффективность пленочного охлаждения пластины двухструйной системой отверстий.

Ключевые слова: двухструйное пленочное охлаждение, эффективность охлаждения, внешняя турбулентность.

УДК 532.516, 517: .536.24

Физические особенности интенсификации теплообмена для сред с высокими числами Прандтля в области перехода от ламинарного к турбулентному режиму течения [Текст] / М. А. Готовский, Ю. Г. Сухоруков, Н. В. Георгиевский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 61–71. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X.

В теплообменниках с высоковязкими средами реализуется движение с числами Re , соответствующими ламинарной и переходной областям для гладкого канала. При этом использование искусственной шероховатости (ИШ) дает возможность получать степени интенсификации тем большие, чем больше число Pr . Для объяснения этих результатов важно установить отличие развития турбулентности в интенсифицированном канале от гладкого. Новые данные Хао, Эволда и Олсена позволили установить, как быстро после перехода к турбулентности распределение пульсаций поперечной скорости и касательных напряжений с ростом числа Re приближается к установившемуся. Зона порождения турбулентности в гладком канале расположена в интервале $30 < y^+ < 40$. Сопоставление масштабов ИШ, приводящих к снижению $Re_{кр}$ и положения этой зоны в гладкой трубе, позволили сделать вывод, что зона образования вихрей для ИШ оказывается ближе к стенке, чем при генерации турбулентности по обычному сценарию. Это дает основания предполагать, что влияние генерируемых на элементах ИШ вихрей, будет сильнее влиять на теплоотдачу жидкостей с высокими числами Pr , поскольку для них основное термическое сопротивление сосредоточено в относительно тонком слое. Изложенная схема позволяет объяснить экспериментальные данные ряда авторов, а также обеспечить

более надежное прогнозирование эффективности интенсификации теплообмена в зависимости от числа Pr .

Ключевые слова: искусственная шероховатость, интенсификация теплообмена, число Прандтля, турбулентность.

УДК 621.165

Об учете температурного фактора в расчетах охлаждения газовых турбин [Текст] / **А. И. Тарасов, А. И. Долгов** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 72–81. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Показано, что введение температурного фактора в расчет теплоотдачи в плоских каналах охлаждения, приводит к увеличению температуры поверхности лопатки на несколько десятков градусов ((30–60) °С в рассмотренном примере). Выполнен *CFD* анализ теплообмена в гладком круглом канале и круглом канале с поперечными ребрами малой высоты, а также в канале квадратного сечения с поворотом потока на 180°. Сделан вывод о том, в каких ситуациях следует вводить температурный фактор в расчет теплоотдачи в каналах охлаждения.

Ключевые слова: температурный фактор, газовая турбина, система охлаждения, коэффициент теплоотдачи.

УДК 621.438-226.2:536.24

***CFD*-моделирование пленочного охлаждения пластины с входным цилиндрическим участком** [Текст] / **В. Ю. Петельчиц** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 82–89. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены результаты численного моделирования пленочного охлаждения пластины с многорядной системой цилиндрических отверстий на входном цилиндрическом участке, а также сравнение результатов проведенных расчетов с экспериментальными данными. Моделирование выполнено с помощью программного комплекса *ANSYS CFX*. Помимо *RANS*-моделирования потока с различными моделями турбулентности выполнено *DES*-моделирование, основанное на непосредственном моделировании вихревой структуры потока. Применение рекомендованной рядом исследований *DES* модели дало результаты расчета близкие к применению *SST* модели турбулентности. В работе также рассмотрено применение *Reynolds Stress* модели турбулентности *BSL*, которая учитывает анизотропию турбулентной вязкости. С целью повышения достоверности результатов расчета эффективности пленочного охлаждения, рассмотрена также возможность адаптации *SST*-модели турбулентности путем корректировки её констант. Предложенная адаптация *SST*-модели турбулентности приближает результаты расчета эффективности пленочного охлаждения к экспериментальным данным.

Ключевые слова: пленочное охлаждение, модель турбулентности, эффективность пленочного охлаждения, ряд цилиндрических отверстий.

УДК 621.438

Разработка методов расчета характеристик нестационарного рабочего процесса в низкоэмиссионных камерах сгорания ГТД [Текст] / **С. И. Сербин, А. Б. Мостипаненко, А. В. Козловский, В. Г. Ванцовский, В. В. Вилкул** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 90–94. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Статья посвящена вопросам численного моделирования термо-акустических процессов в камерах сгорания газотурбинных двигателей. Проведен анализ пульсационных процессов в низкоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя, вызванных особенностями конструкции жаровых труб и аэродинамического взаимодействия компрессора, камеры сгорания и турбин, с помощью современных инструментов вычислительной гидродинамики (*CFD*). Проведен численный эксперимент по определению уровня пульсаций давления в камере сгорания газотурбинного двигателя.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, камера сгорания, турбулентное горение, пульсационное горение, численные методы, математическое моделирование.

УДК 621.4

Использование априорной информации при синтезе моделей запуска [Текст] / **С. В. Епифанов, Ф. Ф. Сиренко, С. И. Суховой** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 95–103. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Статья посвящена некоторым аспектам актуальной проблемы моделирования процессов, происходящих на этапе запуска газотурбинного двигателя. Такие модели необходимы для создания систем автоматического управления двигателями и тренажеров. Показано, что традиционный подход, основанный на экстраполяции характеристик узлов на область запуска, обладает существенными недостатками. Предложен альтернативный подход, при котором процесс запуска моделируется с использованием линейной динамической модели, идентифицируемой на базе упрощенной статической модели с широким применением экспериментальных и априорных знаний. Приведена структура модели запуска, которая совпадает со структурой математической модели двигателя на рабочих режимах, и ее математическая формализация. Проанализированы источники априорной информации и определено её место в формировании модели с использованием идентификации. Особое внимание в статье уделено синтезу упрощенной статической характеристики на базе априорной и экспериментальной информации.

Ключевые слова: запуск ГТД, линейная динамическая модель, упрощенная статическая модель, априорная информация, характеристики ГТД.

УДК 621.183

Особенности методики расчета регулирующих клапанов, работающих на вскипающей воде, для подогревателей высокого давления отечественных и зарубежных АЭС [Текст] / М. Г. Уханова, Н. Н. Трифонов, Ф. А. Святкин, С. Б. Есин, Е. Б. Григорьева // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 104–108. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье приведено описание предложенной ОАО «НПО ЦКТИ» методики расчета клапанов, регулирующих уровень в теплообменных аппаратах, и ее особенности. Приведено описание предложенных конструкций новых регулирующих клапанов в сравнении с эксплуатируемыми в настоящее время, а также результаты расчетов технических характеристик клапанов и их влияние на работу подогревателей высокого давления камерного типа.

Ключевые слова: регулирующий клапан, подогреватель высокого давления, АЭС, методика расчета, дросселирование, вскипание.

УДК 621.438.2

Исследование и анализ использования программного комплекса FlowVision НРС при расчете характеристик струйно-реактивной турбины [Текст] / С. М. Ванеев, В. В. Гетало, С. К. Королев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 109–116. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Утилизация энергии сжатых газов является перспективным и важным направлением при решении проблемы энергосбережения в современном мире. Турбогенераторные установки на базе струйно-реактивной турбины могут использоваться для утилизации энергии сжатых газов, например, на газораспределительных станциях. Данная статья посвящена расчету течения газа и построению характеристик струйно-реактивной турбины с помощью программного комплекса FlowVision, а также сравнению полученных результатов с результатами обработанных экспериментальных данных.

Ключевые слова: струйно-реактивная турбина, численное моделирование, крутящий момент, мощность, КПД.

УДК 621.165.62-192

Сопоставление 2D- и 3D расчетных моделей оценки остаточного ресурса высокотемпературных элементов паровой турбины [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 117–124. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено сопоставление 2D- и 3D расчетных моделей оценки остаточного ресурса высокотемпературных элементов паровой турбины большой мощности для продления эксплуатации энергоблоков. Показано, что для расчетной оценки остаточного ресурса роторов ЦВД и ЦСД могут быть использованы 2D модели. Для корпусов ЦВД, ЦСД, а также корпусов клапанов АСК (автоматизированный стопорный клапан) ЦВД и АЗК (автоматизированный защитный клапан) ЦСД надо использовать 3D модели из-за сложности их конструкции, наличия фланцев горизонтального разъема и особенностей течения рабочего тела внутри корпусов.

Ключевые слова: остаточный ресурс, высокотемпературные элементы паровой турбины, ротор, корпус, цилиндр высокого давления, цилиндр среднего давления.

УДК 629.735

Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325 [Текст] / **Н. Г. Шульженко, А. С. Колядюк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 125–131. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Численно исследуется напряженно-деформированное состояние и ползучесть корпуса клапана паровой турбины К-325 на стационарном режиме работы. Температурные поля и давление на стенки корпуса определяются на основе численного решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса для течения вязкого сжимаемого теплопроводного пара в системе парораспределения. Уравнения ползучести интегрируются явной схемой Эйлера. Использовалась модель неявной ползучести с упрочнением, учитывающая начальную и установившуюся ползучесть. Максимальные величины упругих напряжений от совместного влияния температур и давления пара в клапане не превышают $\sigma_{\max} = 82$ МПа. Деформации ползучести наблюдаются на внутренних стенках корпуса клапана, поверхности наружных стенок практически не испытывают ползучести. Показано, что явление ползучести не является основной причиной образования трещин в корпусе клапана.

Ключевые слова: расчет, течение пара, ползучесть, система парораспределения, турбина.

УДК 621.165:539.4

Ресурс паровой турбины [Текст] / **В. П. Сухинин, Т. Н. Пугачева** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 132–138. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрены вопросы, связанные с особенностями состояния высокотемпературных элементов паровой турбины, а также факторы, влияющие на их работоспособность и ресурс. Проанализированы факторы, определяющие продолжительность надежной эксплуатации турбоустановки: исчерпание длительной пластичности из-за ползучести материала; накопление повреждений в критических зонах роторов из-за малоциклового усталости. В зависимости от условий эксплуатации основными факторами, лимитирующими безаварийную работу конструкции при длительном нагружении, могут быть предельные деформации или разрушающие напряжения.

Ключевые слова: ресурс, паровая турбина, термонапряженное состояние, ползучесть и длительная прочность, малоцикловая усталость.

УДК 621.313

О вибрационных характеристиках статоров мощных турбогенераторов [Текст] / **Ю. К. Петреня, О. В. Антонюк, С. Н. Гаврилов, А. В. Гаев** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 139–144. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Отмечена большая практическая важность проблемы определения собственных частот и форм колебаний элементов лобовых частей мощных турбогенераторов. Представлены результаты анализа различных методик с учётом степени достоверности расчётных характеристик вибрационного состояния и их сходимости с результатами стендовых испытаний и опытом эксплуатации, что позволило выявить существенную зависимость результатов расчёта от ряда параметров и условий постановки и решения проблемы определения и управления вибрационным состоянием турбогенераторов. Результаты численного моделирования для определения собственных частот выводного конца и части кольца соединительных шин статора в трехмерной постановке получены с применением метода конечных элементов. Показана сильная зависимость расчётных характеристик, как от используемых алгоритмов расчёта, так и от корректной постановки краевых условий. Повышение достоверности численного моделирования требует учёта в расчётных процедурах экспериментальных данных стендовых исследований и промышленных экспериментов, таким образом, должен быть обеспечен переход от численного расчёта и моделирования к расчётно-экспериментальным методам определения вибрационного состояния мощных турбогенераторов.

Ключевые слова: турбогенератор, статор, лобовая часть, собственная частота, форма колебаний, численное моделирование.

УДК 621.515.1

Применение блочно иерархического подхода к проектированию и оптимизации системы ВРА для центробежного компрессора [Текст] / **Г. А. Бондаренко, И. В. Юрко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 145–153. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье представлены результаты оптимизации системы входного регулирующего аппарата (ВРА). Использован блочно-иерархический подход к проектированию. Приведен алгоритм

последовательного разбиения глобальной задачи оптимизации на несколько локальных. На каждом иерархически подчиненном уровне, на основании проведения численных исследований, составлялась формальные макромоделли объекта. Использование полученных формальных макромоделлей позволяет спроектировать оптимальную систему ВРА, которая обеспечивает эффективное регулирование компрессорной установки в широком диапазоне работ.

Ключевые слова: центробежный компрессор, регулирование, система ВРА, лопаточная решетка, оптимизация, формальное макромоделлирование.

УДК 621.574.9; 681.5.08

К вопросу формирования алгоритма диагностирования технического состояния пароконденсационных холодильных машин [Текст] / Е. Л. Снховский, А. С. Клепанда, И. И. Петухов, А. В. Шерстюк // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 154–159. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Описано состояние проблемы на современном этапе развития диагностики холодильного оборудования. Дано обоснование актуальности применения микроконтроллера в качестве управляющего звена при диагностике холодильного оборудования. Сформирован набор измерительных средств для проведения диагностики. Представлен алгоритм диагностирования пароконденсационной холодильной машины (ПКХМ) на базе терморегулирующего вентиля (ТРВ) с внешним уравниванием. Составлена таблица поведения рабочих параметров ПКХМ при проявлении неисправностей. Сформирована программа диагностирования в расчетной среде MatLAB Simulink для программирования микроконтроллера.

Ключевые слова: холодильная машина, диагностика, идентификация процессов, автоматизация.

УДК 621.224

Новый подход к решению обратной задачи центробежного насоса [Текст] / С. Д. Косторной, А. К. Давиденко, Л. К. Марченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 160–168. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Современный уровень разработок насосного оборудования нуждается в создании надежных физических и математических моделей, описывающих качественно и количественно правильно рабочий процесс в элементах ступени гидромашин. В данной статье нами представлен алгоритм и результаты решения обратной задачи рабочего колеса одноступенчатого центробежного насоса применительно к проектированию проточной части на заданную форму меридианного потока. Принципиальным отличием от известных постановок решения такой задачи является учет взаимного влияния на меридианный поток всех элементов проточной части: подвода, спирального отвода и выходного диффузора.

Ключевые слова: Обратная задача, прямая задача, взаимное влияние, элементы проточной части, меридианный поток.

УДК 621.036.7

Анализ путей утилизации тепла дымовых газов котлов маневренных блоков ТЭС [Текст] / Л. А. Кесова, Т. В. Шелешей, К. А. Дрогальчук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 169–175. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассматриваются решения вопросов надежной и экономичной работы оборудования тепловых электростанций путем использования «малозатратных» технологий утилизации теплоты отходящих газов. Приведены принципиальные схемы реализации данной технологии. Проанализированы экономический и экологический эффект от внедрения различных технологий утилизации тепла отходящих газов. Технология БПЭ («Блоки повышенной эффективности») способствует: повышению КПД котла; получению выработки дополнительной электроэнергии на тепловом потреблении; замене пиковой резервной мощности в энергосистеме за счет увеличения конденсационной выработки электроэнергии на ТЭС; уменьшению выбросов в окружающую среду, повышение КПД электрофильтров.

Ключевые слова: дымовые газы, отходящие газы, утилизация, маневровые энергоблоки ТЭС, «Блоки повышенной эффективности», турбинный экономайзер.

УДК 658.264

Исследование охлаждения вязких нефтепродуктов на протяжении их хранения и транспортировки в железнодорожных цистернах [Текст] / С. С. Титар, Д. В. Зайцев // Вісник НТУ

«ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 176–180. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

В статті представлений комплекс заходів по транспортуванні, вивантаженню та зберіганню рідких, в'язких продуктів на прикладі нафтяного бітума. Виробництво бітума в нафтехімічній галузі промисловості відбувається при порівняно високих температурах (~140–150 °C). При вказаних температурах цей матеріал знаходиться в рідкому стані і має в'язкість порівнянну з в'язкістю води. В зв'язку з цим, транспортування бітума від місця виробництва до місця споживання здійснюється в залізничних цистернах (звичайні цистерни, цистерни-термоси, цистерни з паровою рубашкою). Цей матеріал різко збільшує в'язкість при зниженні температури і частіше його вивантаження з цистерни без додаткового розігріву стає складним завданням. Найбільш складним питанням є визначення параметрів бітума, який охолоджується при транспортуванні. Для цього потрібно правильно визначити коефіцієнт теплопередачі від гарячого бітума через стінку цистерни в оточуюче середовище, також необхідно знати коефіцієнти теплопередачі від бітума до стінки і від стінки до оточуючого середовища при русі цистерни. Були розглянуті дві можливі фізичні моделі теплообміну бітума з оточуючим середовищем. В подальшому необхідно провести натурні спостереження охолодження бітума при русі цистерн на комплексі вивантаження та зберігання бітума, а також лабораторні дослідження.

Ключові слова: теплообмін, коефіцієнт теплопередачі, конвекція, коефіцієнт теплопередачі, температура.

ABSTRACTS

Condensation-&Heat Extraction Steam Turbine Plant KT-100-6, 7 Designed for the Construction of a Full-Scale Pilot Power-Generation Unit KT-100-6 with the Reactor Plant LBFR-100 [Text] / V. L. Shvetsov, I. I. Kozheshkurt, S. A. Palkov, I. A. Palkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 5–15. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper presents a new steam turbine unit KT-100-6,7 intended for the construction of a full-scale pilot power plant with the reactor plant LBFR-100 (lead-bismuth fast reactor), which is a prototype of serial nuclear systems used for regional and local power networks and one of the first of the world commercial reactors of a low power of the fourth generation. The consideration was given to the structural peculiarities of the turbine, its main parameters, technical characteristics, schematic thermal diagram, and also the main issues related to the heat supply from takeoffs with uncontrolled pressure. It has been shown that the steam-turbine plant can work both in condensation and heat-extraction operation conditions. The conclusion is made about the appropriateness of design and circuitry-related solutions with regard to the turbine plant KT-100-6,7, and a high degree of the unification of its elements developed and used for the production and operation by power stations.

Key words: Turbine, reactor plant, thermal diagram, nuclear system, capacitor, and rotor.

Developing the Flow Pass for the Intermediate-Pressure Cylinder of the Steam Turbine T-125/150-12,8 Using New Computer-Based Technologies [Text] / A. V. Rusanov, A. L. Shubenko, A. Yu. Kultyshev, V. N. Bilan, M. Yu. Stepanov, A. V. Senetsky, N. V. Paschenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 16–29. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

The results of the computation of three-dimensional flows for two modifications of intermediate-pressure cylinders (IPC) used for heat-extraction turbines T-100, in particular T-120/130-12,8 is the turbine, which is already in use and T-125/150-12,8 is a new turbine. The numerical research was done using the bundled software IPMFlow. Initial gas-dynamic data required for the numeric investigation were taken from the data of thermal computations done by the Urals Turbine Works. A preliminary design of the new turbine was done using the methods that were developed by the specialists of the Urals Turbine Works. The flow pass of the intermediate – pressure cylinder for the T-120/130-12,8 turbine was designed using a new method of parameterization and analytical profiling of the blades. It has been shown that an essential increase in the efficiency factor was achieved for the developed intermediate-pressure cylinder of the steam turbine using up-to-date profiles and seals and reshaping meridian contours. The efficiency factor was increased by 2,9 % in the case, when humidity losses were not taken into consideration, and by 2,2 % when humidity losses were taken into consideration and it made up 92,3 % and 90,1 %, accordingly.

Key words: steam turbine, intermediate-pressure cylinder (IPC), flow pass, three-dimensional flow, design studies.

Influence Produced by the Conservation Technique of the Flow Capacity of the Guiding Cascade on Spatial Optimization Data [Text] / A. V. Boiko, Yu. N. Govorushchenko, V. S. Barannik // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 30–34. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

A spatial optimization of the standard profile of the turbine cascade was performed taking into consideration constraints provided for the flow rate of actuating medium and the profile strength. The optimization was carried out in two stages, in particular (i) search for an optimal option with the objective function of minimum integral losses (ii) change of the angle of setting for the optimal option obtained at the first stage to preserve flow rate of the actuating medium. The following geometric parameters were varied: profile setting angle, geometrical angle of flow output, the taper angle of entrance edge and the taper angle of the exit edge. An opportunity of an increase in the aerodynamic efficiency of the considered turbine profile has been demonstrated. In addition, for more detailed analysis of the results the diagrams for the distribution of losses along the turbine blade height have been given. The consideration has always been given to the method of the construction of turbine profiles using the Bezier curve.

Key words: spatial optimization, turbine blade, functional constraints, initial shape of the blade, optimal shape of the blade, integral losses, Bezier curve.

On Aerodynamic Efficiency of the Cascade of Nozzle Blades of Powerful Steam Turbines [Text] / A. V. Lapuzin, V. P. Subotovich, Yu. A. Yudin, A. Yu. Yudin, V. L. Shvetsov, I. I. Kozeshkurt, V. A. Konev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 35–42. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

One of the main reasons for high end losses in the cascades of nozzle blades without extensions are a low height of the blades and high axial forces that act on the diaphragms of high pressure sections of powerful steam turbines. High axial forces result in the need for an increase in the axial width of cascades. The data of our experimental investigations and other experimental investigations of the cascades of nozzle blades were summarized and analyzed, and these showed positive influence on the aerodynamic cleanness of the cascades of extensions for standard profiles. It has been proved experimentally that the optimal design of the swivel blocks of blade channels for the cascade with relatively short blades done using the inverse aerodynamic problem allowed for a considerable decrease in total losses due to the certain share of end losses. The field of the application of the standard cascades of H4 and H4Y type and the cascades with a wavy profile shape has been established. For the full-strength nozzle cascades a quantitative assessment of the influence of the shape of extensions on integral losses has been given. The consideration has been given to the influence produced by the inlet extension of the standard profile H4 on the profile losses and end losses.

Key words: nozzle profile cascade, extension, end and profile losses, blade strains, and inverse aerodynamic problem.

The Influence Produced on the Nonstationary Loadings and Vibrations of the Blades by the Partial Input into the Three-Stage Compartment of Axial Compressor [Text] / V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya, R. Rzadkowski, O. O. Kolisnyk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 43–52. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

To simulate aeroelastic behavior of the blade rings of the three-stage compartment of axial compressor we used the partially integral method to solve the coherent problem of the nonstationary aerodynamics and elastic vibrations of the blades. The three-dimensional nonstationary ideal gas flow is described by the Euler equation. A model approach was used for the dynamic analysis. The data of the numeric analysis of nonstationary aerodynamic loadings and aeroelastic oscillations of the blades in the three-stage compartment of the axial compressor which were exposed to the three dimensional flow of ideal gas at complete and partial input were given using the proposed method for the solution of the coherent problem of nonstationary aerodynamics and elastic vibrations of the blades. It has been shown that the average strain values of the blades at complete and partial input are actually the same, the partial input results in an increase of the vibration amplitude of the blades by a factor of 3 to 4 in comparison with the complete input.

Key words: axial compressor, partial input, coherent problem, blade, nonstationary aerodynamic loadings, aeroelastic vibrations of the blades.

Double Jet Film Cooling of the Flat Surface: the Influence of External Turbulence [Text] / A. A. Khalatov, N. A. Panchenko, I. I. Borisov, Yu. J. Dashevskyy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 53–60. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

Improvement of the thermal efficiency of contemporary gas turbines can be reached through an increase in the cooling efficiency of applied cooling technologies. Traditional systems with angular parallel holes are characterized by the origination of secondary vortex structures that damage the cooling film. These phenomena are known to be mitigated by the use of the new configurations of film cooling with holes of complicated (shaped) profile. However, the manufacture of such holes faces specific process-related difficulties. The improvement of film cooling systems is required to reduce the influence of secondary structures, to maximally arrange the cooler in the transverse direction, and to decrease its mixing with the main flow. Such decisions were used for the double-jet system of angular parallel holes with composite double-jet supply angles of the cooler, in which complex interaction of cooling jets occurs. This scientific paper presents the results of experimental research of the advanced diagram for the double-jet film cooling of the flat surface. At low ($m = 0,50$) and moderate ($m = 1,0$) values of a blowing parameter the efficiency of the film cooling of the plate is by 20 % higher in comparison with the standard two-row system of parallel holes and corresponds to it at $m = 1,50$. The external turbulence of the flow ($\approx 7\%$) actually produces no influence on the efficiency of the film cooling of the plate, using the double-jet system of holes.

Key words: double-jet film cooling, cooling efficiency and external turbulence.

Physical Peculiarities of the Intensification of Heat Exchange for Media with High Prandtl Numbers in the Transition Region [Text] / M. A. Gotovsky, Yu. G. Sukhorukov, N. V. Georgievsky // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 61–71. – Bibliogr.: 19. – ISSN 2078-774X.

The heat exchangers with highly viscous media realize the motion with Re numbers that correspond to laminar and transition regions for the smooth channel. The use of artificial roughness (AR) allows us to achieve the degree of intensification, which depends on the Pr number, the higher this number the higher the intensification degree. To explain these results it is important to establish the difference between the progress of turbulence in intensified and smooth channels. New data obtained by Hao, Evold and Olsen allowed us to establish how quickly the distribution of the pulsations of transverse velocity and tangential stresses approaches the steady state as the Re number increases, after the transition to the turbulence. The turbulence origination zone in the smooth channel is situated in the range of $30 < y^+ < 40$. The comparison of AR scales that specify a decrease in Re_{kr} and the position of this zone in the smooth tube allowed us to make a conclusion that the vortex formation zone for the AR is situated closer to the wall as compared to the case of the turbulence generation according to the ordinary scenario. Thus, we can assume that the influence of vortexes generated on AR elements will produce a stronger influence on the heat emission of liquids with high Pr numbers, because for them the main thermal resistance is concentrated in a relatively thin layer. The described scheme allows for the explanation of experimental data provided by many authors and to provide a reliable prediction of the efficiency of heat exchange intensification as a function of Pr number.

Key words: artificial roughness, heat exchange intensification, Prandtl number, and turbulence.

Taking into Account the Temperature Factor for the Computation of Gas Turbine Cooling [Text] / A. I. Tarasov, A. I. Dolgov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 72–81. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

The analysis of the cooling system of gas turbines is based, as a rule, on the equations for heat emission coefficients that usually neglect the changeability of air properties. However, some experiments showed that heat emission coefficients in round section channels depend on the temperature factor, i.e. the relation of the channel wall temperature to the average air temperature in each of the channel sections. The use of these relations for flat channels required the computation of the cooling system for the guide blade of the gas turbine. As a result it was established that the introduction of the temperature factor for the computation of heat exchange in flat cooling channels results in an increased temperature of the blade surface by several tens of degrees ($(30-60)^\circ\text{C}$ for this particular case). To prove the necessity of the use of the temperature factor for the computation of heat exchange in the cooling channels of other types we performed *CFD*-analysis. The heat exchange in the smooth round channel and in the round channel with cross ribs of low height, and also in the channel with square cross section and with the 180° turn of air flow has been analyzed. The cases were established, in which the temperature factor should be used for the computation of heat exchange in the cooling channels.

Key words: temperature factor, gas turbine, cooling system, and heat emission coefficient.

CFD Simulation of the Film Deposition of the Plate with Input Cylindrical Section [Text] / V. Yu. Petelchyts // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 82–89. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

The results of the numeric simulation of the film deposition of the plate with the multirow system of plain bores for the input cylindrical section have been given and the results of computed and experimental data have been compared. The simulation was done using the programming system *ANSYS CFX*. In addition to the *RANS*-simulation of the flow using different turbulence models the *DES*-simulation based on the direct modeling of the vortex structure of the flow was performed. The use of the *DES*-model recommended by many researchers provided the computational results very close to those obtained for the *SST* model. This paper gives also consideration to the use of the Reynolds Stress model of the *BSL* turbulence, which takes into account the anisotropy of turbulent viscosity. To increase the reliability of the results obtained during the computation of the efficiency of the film cooling we also considered the possibility of the adaptation of the *SST*-model of the turbulence through the updating of its constants. The proposed adaptation of the *SST* model of the turbulence allows for the approximation of the computational results of the efficiency of the film cooling to the experimental data.

Key words: film deposition, turbulence model, film deposition efficiency, and a row of cylindrical openings.

Developing the Methods Used for the Computation of the Characteristics of Nonstationary Operating Processes in the Low-Emission Combustion Chambers of Gas Turbine Engines [Text] / S. I. Serbin, G. B. Mostipanenko, A. V. Kozlovskiy, V. G. Vantsovsky, V. V. Vilkul // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 90–94. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

The use of the contemporary tools offered by computational hydrodynamics to study pulse processes that occur in the combustion chamber due to the specific features of the structure of heat tubes and the aerodynamic interaction of a compressor, combustion chamber and turbines has been discussed. The purpose of this scientific paper is to study and predict nonstationary processes that occur in the combustion chambers of gas turbine engines. The numeric experiment was carried out to determine the level of pressure pulsations in the combustion chamber of gas turbine engine. The results of numeric experiments that were carried out using three-dimensional mathematical models for combustion chambers operating on gaseous fuel adequately show physical and chemical processes of nonstationary combustion and can be recommended for the optimization of geometric and operational parameters of low emission combustion engines. The use of similar mathematical models is appropriate both for the development of the new types of combustion engines that operate on the depleted fuel-air mixture and also for the modernization of available chambers to develop constructive measures that can be taken to decrease the probability of the initiation of the pulsating combustion modes.

Key words: gas turbine engine, combustion chamber, turbulent combustion, pulsating combustion, numeric methods, and mathematical simulation.

Using a Priori Information for the Synthesis of Engine Start Models [Text] / S. V. Yepifanov, F. F. Sirenko, S. I. Sukhovii // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 95–103. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper is devoted to some aspects of the actual problem related to the simulation of processes that occur at the stage of starting the gas-turbine engine. Such models are required to create computer-aided control systems for engines and simulators. It has been shown that the traditional approach based on the extrapolation of the characteristics of units to the starting region has serious drawbacks. An alternative approach has been proposed at which the starting process is simulated using the linear dynamic model, which is identified on the basis of simplified statistical model with the broad application of experimental and a priori knowledge. The structure of the start model, which coincides with that of the mathematical model of the engine with regard to operating modes and also its mathematical formalization have been given. The sources of the a priori information have been analyzed and the place occupied by it during the formation of the model using the identification has been determined. Special attention was paid in this paper to the synthesis of simplified statistical characteristics done on the basis of a priori and experimental information.

Key words: gas-turbine engine start, linear dynamic model, simplified statistical model, a priori information, gas-turbine engine characteristics.

Peculiarities of the Methods used for the Design of Control Valves Operating on the Boiling up Water Used for High-Pressure Heaters of Home and Foreign Nuclear Power Stations [Text] / M. G. Ukhanova, N. N. Trifonov, F. A. Svyatkin, S. B. Esin, E. B. Grigorieva // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 104–108. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

The control valves (CV) of the heaters of the regeneration system are designed to control the level of the heating steam condensate in the steam space of the body of high pressure heater through the partial opening or closing of the valve in statistical and dynamic operating modes of the turbine plant. A peculiar feature of the CV is that it operates on the bubbling flow, which results in the intensive erosion-caused wear of the flow pass and valve body and it is accompanied by cavitations, noise and vibrations that affect the longevity and reliability of the fittings. This paper gives the description of the technique proposed by the PJSC "NPO CKTI" to design the valves that regulate the level in heat exchangers and the peculiarities of the technique. The structures proposed for new control valves and the results of the computation of technical characteristics of the valves and their influence on the operation of high-pressure heaters of a chamber type have been described.

Key words: control valve, high pressure heater, nuclear power station, computational methods, throttling and bubbling.

Investigation and Analysis of the Use of the Programming System FlowVision HPC for the Computation of Characteristics of the Jet Turbine [Text] / S. M. Vanyeyev, V. V. Getalo, S. C. Korolov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 109–116. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

As of today the problem of energy saving in different branches of industry is of great importance. One of the main ways of the solving of this problem is considered to be the use of secondary power carriers, in particular in gas and chemical branches of industry. The utilization of the energy of compressed gases is a promising and important aspect which is taken into consideration during the solution of the energy-saving problem in the contemporary world. The jet turbine-based turbogenerators can be used for the utilization of the energy of compressed gasses, for example, for gas distribution stations. These systems provide simultaneous decrease and regulation of gas pressure and the performance of mechanical work on the turbine shaft converting it into the electric power. It should be noted that the electric energy production by gas distribution stations using turbogenerators is an energy intensive and ecologically friendly technology. This paper is devoted to the computation of the gas flow and plotting the characteristic of the jet turbine using the programming system FlowVision and it also compares the obtained results with those of processed experimental data.

Key words: jet turbine, numerical simulation, torque moment, power, and efficiency factor.

Comparison of 2D and 3D Design Models Used for the Assessment of the Residual Resource of the High Temperature Elements of the Steam Turbine [Text] / O. Yu. Chernousenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 117–124. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

The comparison of 2D and 3D design models used for the assessment of the residual resource of high-temperature elements of the steam turbine of a high power to prolong the life time of power generating units has been carried out. It has been shown that 2D models can be used for the estimated assessment of the residual resource of the rotors of high-pressure cylinders (HPC) and average pressure cylinders (APC). For HPC and APC bodies and for automated stop valves (ASV) of HPC and APC 3D models should be used due to the complexity of their structure, availability of flanges of horizontal joint and the peculiarities of the flow of actuating medium inside the bodies. The comparison of 2D and 3D models for the estimated assessment of the residual resource of high temperature elements of the steam turbine of 200MW showed that HPC and APC rotors can be examined in terms of resource characteristics using 2D models. The divergence of the results for the mode of deformation is within 2 to 5 %. This allows for the reduction of costs required for the numerical experiment, which is of great importance for the creation of program packages for the computer-aided systems of technical diagnostics and the resource counter. HPC and APC bodies and ASV bodies of HPC and APC require the use of 3D models due to the complexity of their structure, availability of flanges of horizontal joint and the peculiarities of the flow of actuating medium inside HPC and APC bodies and automated stop valve bodies of HPC and APC. The divergence of the results for the mode of deformation of 3D models is one order of magnitude higher in comparison with the data for 2D models. Such a difference will result in considerable degradation of resource characteristics and shortened time of the operation of HPC and APC bodies and automated stop valves bodies of high pressure cylinders and average pressure cylinders.

Key words: residual resource, high temperature elements of steam turbine, rotor, body, high pressure cylinder and average pressure cylinder.

Estimation of the Creepage of the Body of the Control Valve for the Steam Turbine K-325 [Text] / N. G. Shulzhenko, A. S. Kolyadyuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 125–131. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

The numerical study of the mode of deformation and the creepage of the valve body of the steam turbine K-325 with the stationary operation mode has been performed. Temperature fields and pressure produced on body walls are determined using the numerical solution of Reynolds-averaged Navier-Stokes equations for the current of a viscous compressed heat conduction steam in the steam distribution system. The creepage equations are integrated using the explicit Euler's scheme. The model of implicit creepage with the reinforcement taking into consideration initial and steady creepage was used. The maximum values of elastic strains caused by the joint influence of the temperature and steam pressure in the valve are within $\sigma_{\max} = 82$ MPa. The creepage deformation is observed at the internal walls of the valve body, the surfaces of external walls are actually not exposed to the creepage. It is shown that the creepage phenomenon is not the main reason for the formation of cracks in the valve body.

Key words: computation, steam flow, creepage, steam distribution system and a turbine.

Steam Turbine Resource [Text] / V. P. Sukhinin, T. N. Pugachova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 132–138. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

The problems related to the overhaul-period renewal for steam turbines as the time of their operation is gradually increased become more and more topical. The consideration has been given to the issues related to the peculiarities of the state of high-temperature elements of the steam turbine and the factors that affect their efficiency and resource. The rotors of the steam turbines are responsible for the elements that actually define the resource of the steam turbine. The conditions of their operation, for example high temperatures and stresses specify the character of the creepage processes and a low-cycle fatigue. The factors that determine the duration of the reliable operation of the turbine plant, in particular the exhaustion of stress rupture ductility due to the material creepage, and the accumulation of damages in critical rotor zones due to the low-cycle fatigue have been analyzed. Depending on the operation conditions the main factors that limit the accident-free operation of the structure exposed to the sustained loading can be ultimate strains or failure stresses. The analysis of the practical data of the long-term operation of the rotors and the investigation of their thermally stressed state allow us to reveal the most dangerous zones inside them due to the formation of operation cracks.

Key words: resource, steam turbine, thermally stressed state, creepage, durable strength and low-cycle fatigue.

Vibration Characteristics of the Starters of Powerful Turbogenerators [Text] / Yu. K. Petrenia, O. V. Antonyuk, S. N. Gavrillov, A. V. Gaev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 139–144. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

Emphasis is placed on the great practical importance of the problem related to the determination of intrinsic frequencies and mode shapes of the elements of the frontal part of powerful turbogenerators. The results of the analysis of different techniques taking into consideration the degree of reliability of the design performances of the vibratory state and their matching with the results of the bench tests and field experience have been given and that allowed us to reveal a considerable dependence of the computational results on the subset and conditions of the statement and solution of the problem related to the determination and control of the vibratory state of the turbogenerator. The results of the numerical simulation carried out to determine intrinsic frequencies of the output end and a portion of the ring of joint buses of the stator for the three-dimensional problem statement were obtained using the method of finite elements. A strong dependence of design performances both on the used design algorithms and correct statement of edge conditions was demonstrated. An increase in the reliability of the numerical simulation requires taking into consideration the experimental data of bench tests and full-scale experiments for the computation procedures; therefore it is necessary to provide the transition from the methods of numerical computation and simulation to experiment-calculated methods of the determination of the vibratory state of powerful turbogenerators.

Key words: turbogenerator, stator, head portion, intrinsic frequency, vibration form, numeric simulation.

Using the Block-Hierarchical Approach to Design and Optimize the System of the Input Control Unit for the Centrifugal Compressor [Text] / G. A. Bondarenko, I. V. Yurko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 145–153. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

This paper gives the results of the optimization of the system of the input control unit (ICU). The block-hierarchical approach to the design was used. The algorithm used for the successive fragmentation of the global problem of the optimization into several local problems has been given. Formal macromodels of the object that

were formed at each hierarchically -subordinated level on the basis of numerical investigations have been given. The numeric investigation was carried out using the bundled software *ANSYS CFX* and the methods of the experimental design theory. To optimize the main geometric parameters of the elements of ICU we used the method of golden section. The use of the obtained formal macromodels allows for the design of the optimal system of ICU, which can provide the efficient regulation of the compressor unit in the broad operation range.

Key word: centrifugal compressor, regulation, ICU system, blade cascade, optimization, and formal macrosimulation.

To the Issue of the Algorithm Formation for the Diagnostics of the Technical State of Steam-Compression Cooling Machines [Text] / E. L. Snihovsky, A. S. Klepanda, I. I. Petukhov, A. V. Sherstyk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 154–159. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

The state and the actuality of the problem at the contemporary stage of the development of the diagnostics of cooling equipment have been described. The actuality of the use of the microcontroller as the control link for the diagnostics of the cooling equipment has been substantiated. A basic set of measuring tools required for the diagnostics has been formed. Key working parameters that should be described in the mathematical model of the cooling machine for its diagnostics have been selected. The algorithm used for the diagnostics of steam-compressor cooling machines (SCCM) based on the thermostatic expansion valve (TEV) with the external compensation, receiver, compressor, capacitor and the evaporator has been given. A table of the behavior of working parameters of SCCM in the case of malfunction has been compiled. The investigation state of the influence of the combination of several defects on the working parameters of SCCM has been analyzed. The sets of several malfunctions whose studies are the most promising and require further research have been selected. The diagnosing program in the MatLAB Simulink design medium has been formed for the microcontroller programming. The program operation principle and the method of transfer to the microcontroller have been given. The microcontroller whose functional allows for the solution of the stated problem has been selected.

Key words: cooling machine, diagnostics, processes identification, automation.

New Approach to the Solution of the Inverse Problem for the Centrifugal Pump [Text] / S. D. Kostornoy, A. K. Davidenko, L. K. Marchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 160–168. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

A contemporary level of the development of the pump equipment requires the creation of reliable physical and mathematical models that give qualitatively and quantitatively correct description of the operation process in the elements of the stage of hydraulic machines. In this paper we give an algorithm and the results of the solution of the inverse problem for the impeller of the single-stage centrifugal pump as applied to the design of the flow pass for the prescribed shape of the meridian flow. A fundamental distinction from the known statements of the solution of such a problem is the consideration of the influence produced by all the elements of the flow pass on the meridian flow, in particular: input, spiral venting and exit cone. A computer realization of this approach allows us to select at the design stage the optimal combination of geometric parameters for the impeller and stationary elements meeting the requirements of the engineering task; this excludes the need for physical experiment.

Key words: inverse problem, direct problem, mutual influence, flow pass elements, meridian flow.

The Analysis of the Methods of Heat Utilization of the Combustion Gases of Boilers Used for the Mobile Blocks of Thermal Power Stations [Text] / L. A. Kyesova, T. V. Sheleshey, K. A. Drohalchuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 169–175. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2078-774X.

The consideration has been given to the issues related to the reliable and efficient operation of thermal power stations using low cost technologies for the utilization of the heat of output gases. Circuit diagrams used for the realization of this technology have been given. Economic and ecological effects yielded due to the introduction of different technologies for the utilization of the heat of exhaust gases have been given. The technology of the blocks of increased efficiency contributes to an increase in the boiler efficiency (due to the drop in the temperature of released gases and more integrated use of the fuel heat); the production of additional electric energy using heat (due to the forced out steam samples), replacement of the peak reserve power in the energy system through an increase in the condensation production of electric energy by thermal power stations; a decrease in environmental emissions; a decrease in the efficiency factor of electric filters through a decrease in the temperature of combustion gases.

Key words: combustion gases, release gases, utilization, mobile power blocks of TPS, "blocks of increased efficiency", turbine economizer.

Studying the Cooling of Viscous Oil Products during the Period of their Storage and Transportation in the Railway Tanks [Text] / S. S. Titar, D. V. Zaycev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 11(1054). – P. 176–180. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper describes the combination of measures taken to transport, discharge and store liquid and viscous products, taking bitumen as an example. The bitumen production in petrochemical branch of industry requires relatively high temperatures (~140 to 150 °C). At these temperatures this material has a liquid state and its viscosity is comparable with the water viscosity. Due to this reason bitumen is transported from the place of production to the place of consumption in railway tanks (ordinary tanks, thermos-type tanks, steam jacket tanks). The viscosity of this material is considerably increased with the drop in temperature and very often it cannot be discharged from the tank without additional heating. The most complicated problem is related to the determination of the parameters of bitumen, which is cooled during the transportation. For this purpose we need to determine correctly the factor of heat transfer from hot bitumen through the tank wall to the environment and it is also necessary to know the coefficients of heat emission from bitumen to the wall and from the wall to the environment during the tank motion. The consideration was given to two possible physical models of the bitumen and environment heat exchange. In the future we plan to carry out laboratory research and full-scale monitoring of the bitumen cooling during the tank motion at the unloading site and bitumen storage site.

Key words: heat exchange, heat transfer coefficient, convection, heat emission coefficient and temperature.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT

<i>Shvetsov V. L., Kozheshkurt I. I., Palkov S. A., Palkov I. A.</i> Condensation-&-Heat Extraction Steam Turbine Plant KT-100-6, 7 Designed for the Construction of a Full-Scale Pilot Power-Generation Unit KT-100-6 with the Reactor Plant LBFR-100.....	5
<i>Rusanov A. V., Shubenko A. L., Kultyshev A. Yu., Bilan V. N., Stepanov M. Yu., Senetskyi A. V., Paschenko N. V.</i> Developing the Flow Pass for the Intermediate-Pressure Cylinder of the Steam Turbine T-125/150-12,8 Using New Computer-Based Technologies	16
<i>Boiko A. V., Govorushchenko Yu. N., Barannik V. S.</i> Influence Produced by the Conservation Technique of the Flow Capacity of the Guiding Cascade on Spatial Optimization Data	30
<i>Lapuzin A. V., Subotovich V. P., Yudin Yu. A., Yudin A. Yu., Shvetsov V. L., Kozeshkurt I. I., Konev V. A.</i> On Aerodynamic Efficiency of the Cascade of Nozzle Blades of Powerful Steam Turbines	35
<i>Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V., Rzakowski R., Kolisnyk O. O.</i> The Influence Produced on the Nonstationary Loadings and Vibrations of the Blades by the Partial Input into the Three-Stage Compartment of Axial Compressor	43
<i>Khalatov A. A., Panchenko N. A., Borisov I. I., Dashevskyy Yu. J.</i> Double Jet Film Cooling of the Flat Surface: the Influence of External Turbulence.....	53
<i>Gotovsky M. A., Sukhorukov Yu. G., Georgievskiy N. V.</i> Physical Peculiarities of the Intensification of Heat Exchange for Media with High Prandtl Numbers in the Transition Region	61
<i>Tarasov A. I., Dolgov A. I.</i> Taking into Account the Temperature Factor for the Computation of Gas Turbine Cooling.....	72
<i>Petelchys V. Yu.</i> CFD Simulation of the Film Deposition of the Plate with Input Cylindrical Section.....	82
<i>Serbin S. I., Mostipanenko G. B., Kozlovskiy A. V., Vantsovskiy V. G., Vilkul V. V.</i> Developing the Methods Used for the Computation of the Characteristics of Nonstationary Operating Processes in the Low-Emission Combustion Chambers of Gas Turbine Engines	90
<i>Yepifanov S. V., Sirenko F. F., Sukhovii S. I.</i> Using a Priori Information for the Synthesis of Engine Start Models	95
<i>Ukhanova M. G., Trifonov N. N., Svyatkin F. A., Esin S. B., Grigorieva E. B.</i> Peculiarities of the Methods used for the Design of Control Valves Operating on the Boiling up Water Used for High-Pressure Heaters of Home and Foreign Nuclear Power Stations.....	104
<i>Vanyeyev S. M., Getalo V. V., Korolov S. C.</i> Investigation and Analysis of the Use of the Programming System FlowVision HPC for the Computation of Characteristics of the Jet Turbine.....	109
<i>Chernousenko O. Yu.</i> Comparison of 2D and 3D Design Models Used for the Assessment of the Residual Resource of the High Temperature Elements of the Steam Turbine.....	117
<i>Shulzhenko N. G., Kolyadyuk A. S.</i> Estimation of the Creepage of the Body of the Control Valve for the Steam Turbine K-325	125
<i>Sukhinin V. P., Pugachova T. N.</i> Steam Turbine Resource	132
<i>Petrenia Yu. K., Antonyuk O. V., Gavrilov S. N., Gaev A. V.</i> Vibration Characteristics of the Starters of Powerful Turbogenerators.....	139
<i>Bondarenko G. A., Yurko I. V.</i> Using the Block-Hierarchical Approach to Design and Optimize the System of the Input Control Unit for the Centrifugal Compressor	145
<i>Snihovskiy E. L., Klepanda A. S., Petukhov I. I., Sherstyuk A. V.</i> To the Issue of the Algorithm Formation for the Diagnostics of the Technical State of Steam-Compression Cooling Machines	154
<i>Kostornoy S. D., Davidenko A. K., Marchenko L. K.</i> New Approach to the Solution of the Inverse Problem for the Centrifugal Pump	160
<i>Kyesova L. A., Sheleshey T. V., Drohalchuk K. A.</i> The Analysis of the Methods of Heat Utilization of the Combustion Gases of Boilers Used for the Mobile Blocks of Thermal Power Stations	169
<i>Titar S. S., Zayceev D. V.</i> Studying the Cooling of Viscous Oil Products during the Period of their Storage and Transportation in the Railway Tanks	176

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія:
Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

№ 11(1054)

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 «ХПІ»
Кафедра турбінобудування.
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua
<http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/>

Обл. вид. № 58–14.

Підписано до друку 08.04.2014 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. № 714–14. 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
