

8'2012



*Енергетичні
та теплотехнічні
процеси й устаткування*

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»**

Збірник наукових праць

Тематичний випуск

«Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування»

8'2012

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Держвидання

Свідоцтво Держкомітета по інформаційній політиці України
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

КООРДИНАЦІЙНА РАДА

Голова

Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.

Секретар координаційної ради

К.А. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц.

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.
Є.І. Сокіл, д-р техн. наук, проф.
Е.Е. Олександров, д-р техн. наук, проф.
А.В. Бойко, 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. Дмитрієнко, д-р техн. наук, проф.
І.Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.
В.В. Спіфанов, канд. техн. наук, проф.
Ю.І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.
С.І. Кондрашев, 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.
В.С. Лупіков, 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. Пуляев, д-р техн. наук, проф.
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.
Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Відповідальний редактор

А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар

Ю.О. Юдін, канд. техн. наук, проф.

Е.Г. Братута, д-р техн. наук, проф.
В.І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.
О.В. Ефімов, д-р техн. наук, проф.
Г.Є. Канівець, д-р техн. наук, проф.
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.
Б.О. Левченко, д-р техн. наук, проф.
З.Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф.
Ю.М. Мацевитий, д-р техн. наук, проф.,
дійсний чл. АН України
В.Г. Павловський, д-р техн. наук, проф.
О.В. Потетенко, канд. техн. наук, проф.
М.О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.
О.І. Тарасов, д-р техн. наук, проф.
В.С. Фокін, д-р техн. наук, проф.
М.В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.
О.Л. Шубенко, д-р техн. наук, чл.-корр. НАНУ

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21
НТУ «ХПІ», кафедра турбінобудування

Тел.: (0572) 707-63-11
E-mail: aboiko@kpi.kharkov.ua

Харків 2012

УДК 621 : 165

Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 8. – 186 с.

У збірнику представлено теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, студентами, науковими співробітниками, спеціалістами різних організацій та підприємств.

Для наукових співробітників, викладачів, аспірантів, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты научных исследований разработок, которые выполнены преподавателями высшей школы, аспирантами, студентами, научными сотрудниками, специалистами различных организаций и предприятий.

Для научных работников, преподавателей, аспирантов, специалистов.

Друкується за рішенням Вченої ради НТУ «ХПІ»

Протокол № 3 від 02.03.2012 р.

© НТУ «ХПІ», 2012

ЗМІСТ

**Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування**

Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Бурлака М.В., Баранник В.С. ПРОСТРАНСТВЕННАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ ПРЯМОЙ ТУРБИНОЙ РЕШЕТКИ	6
Сербін С.І., Мостіпаненко Г.Б., Козловський А.В. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ НЕСТАЦІОНАРНОГО ГОРІННЯ В КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГТД	11
Тарелин А.А., Аннопольская И.Е., Антипцев Ю.П., Паршин В.В. ИНФОРМАЦИОННО-ИНСТРУМЕНТАЛЬНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ОПТИМИЗАЦИИ И ИДЕНТИФИКАЦИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ДОВОДКЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК.....	17
Швецов В.Л., Усс А.Н., Гаврилова В.В. МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНДЕНСАТОРОВ ТУРБОУСТАНОВОК К-1000-60/1500-2М РОСТОВСКОЙ И БАЛАКОВСКОЙ АЭС ПУТЕМ ЗАМЕНЫ МАТЕРИАЛА ТРУБНЫХ СИСТЕМ И СОЗДАНИЕ «БЛОЧНО-МОДУЛЬНОЙ» КОНСТРУКЦИИ.....	26
Тарасов А.И., Долгов А.И., Литвиненко О.А. ПРИМЕНЕНИЕ 2D МОДЕЛЕЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН.....	36
Кислов О.В. ОЦЕНКА ПОТРЕБНОГО КОЛИЧЕСТВА ВОДЯНОГО ПАРА ДЛЯ КОНВЕКТИВНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ КОНВЕРТИРОВАННОГО ГТД.....	42
Рублевский Ю.В., Доценко В.Н. ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ЩЕТОЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД И СТАЦИОНАРНЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК.....	45
Швецов В.Л., Бабаев И.Н. РЕЗУЛЬТАТЫ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИНЫ К-1100-60/1500-2М ПРИ ИМПУЛЬСНЫХ РАЗГРУЗКАХ ПО КОМАНДАМ ПРОТИВОАВАРИЙНОЙ АВТОМАТИКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СЕТЕЙ.....	50
Шубенко А.Л., Быстрицкий Л.Н., Голощапов В.Н., Касилов В.И., Касилов О.В., Козлоков А.Ю. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОТНОСТИ ПАРА В ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЦНД ПРИ МАЛОРАСХОДНЫХ РЕЖИМАХ.....	59

Сушинин В.П., Пугачева Т.Н. АНАЛИЗ ОЦЕНКИ КОЭФФИЦИЕНТОВ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ В ТЕРМОРАЗГРУЗОЧНЫХ КАНАВКАХ РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН	68
Русанов А.В., Соловей В.В., Голощапов В.Н. ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОДЕТАНДЕРА ДЛЯ ВОДОРОДОЖИЖИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С ТЕРМОСОРБЦИОННЫМ КОМПРЕССОРОМ.....	76
Ванеев С.М., Гетало В.В., Королев С.К. ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ ДЛЯ ТУРБОДЕТАНДЕРНОГО АГРЕГАТА	82
Субботович В.П., Юдин Ю.А., Юдин А.Ю., Темченко С.А. РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕСТИРОВАНИЯ МЕТОДА РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ В КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ	91
Дуэль М.А., Канюк Г.И., Приходько А.В., Фурсова Т.Н. К ВЫБОРУ КРИТЕРИЯ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГОБЛОКОМ ТЭС В ПУСКОВЫХ РЕЖИМАХ.....	95
Шехтер М.В., Кляйнрок И.Ю. СОВРЕМЕННАЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН ЗАО «УРАЛЬСКИЙ ТУРБИННЫЙ ЗАВОД»	105
Кошельнік О.В., Чорна Н.А. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛІВ ВОДНЕВИХ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮЮЧИХ УСТАНОВОК.....	113
Губарев А.В., Кулешов М.И., Погонин А.А. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В НИХ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРОВ КОНДЕНСАЦИОННОГО ТИПА	117
Каверцев В.Л., Нализко О.В., Усык Ю.Н. СТРУКТУРНАЯ СХЕМА ОРГАНИЗАЦИИ РЕМОНТНЫХ ЦИКЛОВ ЭНЕРГОБЛОКОВ ТЭС И АЭС С УЧЕТОМ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИАГНОСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ	126
Гапонов В.С., Наумов А.И., Остапчук Ю.А. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРУГОЙ ОПОРЫ С УПРАВЛЯЕМОЙ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМ	131
Герасименко В.П., Ткачук А.С., Яцышин А.А. О ПОЛЯРАХ ПЛОСКИХ ДИФФУЗОРОВ.....	137

Фенченко В.Н., Кравченко О.В., Момот В.И.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕЧЕНИЙ
ДИСПЕРСНЫХ СИСТЕМ С ВЯЗКОЙ ДИСПЕРСИОННОЙ
СРЕДОЙ И ТВЕРДОЙ, СИЛЬНО НЕОДНОРОДНОЙ
ДИСПЕРСНОЙ ФАЗОЙ, НЕСУЩЕЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ЗАРЯД..... 143

Грунь А.И., Юрковский С.Ю., Климчук А.А.

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ТЕПЛО-
И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО
ОБОРУДОВАНИЯ. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОЕКТОВ..... 150

Біляєва В.В., Берлов О.В., Клім В.Ю.

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛООБМІНУ БАГАТОШАРОВИХ
ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ..... 154

Варибрус Р.С.

СИНТЕЗ СХЕМЫ ПНЕВМОАГРЕГАТА ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА 164

Волощук В.А.

ВПЛИВ ЗМІННОСТІ ПОГОДНО-КЛІМАТИЧНОГО ЧИННИКА
НА НЕВИЗНАЧЕНІСТЬ ПРИ ВИБОРІ ТЕРМІЧНОГО ОПОРУ
ОГОРОДЖУВАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ БУДИНКУ 168

Кошельник В.М., Бекназарян Д.В., Хавин Е.В.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ
И СРОКА СЛУЖБЫ ОГРАЖДЕНИЯ ВАННОЙ
СТЕКЛОВАРЕННОЙ ПЕЧИ 178

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ»;
М.В. БУРЛАКА, канд. техн. наук; н.с. НТУ «ХПИ»;
В.С. БАРАННИК, инженер 2-й кат. НТУ «ХПИ»

ПРОСТРАНСТВЕННАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ ПРЯМОЙ ТУРБИННОЙ РЕШЕТКИ

Приведена постановка задачи исследования с описанием варьированных геометрических параметров профиля и методов, которые использовались. Также, приведены результаты оптимизации пространственного профиля направляющей турбинной решетки с использованием различных граничных условий на торцевых поверхностях канала. Рассмотрено методику, при которой достигается стабилизация потока за выходными кромками.

Приведена постановка задачі дослідження з описанням варійованих геометричних параметрів профілю та методів, що використовувалися. Також, приведені результати оптимізації просторового профілю напрямної турбінної решітки з використанням різних граничних умов на торцевих поверхнях каналу. Розглянуто методику, при якій досягається стабілізація потоку за вихідними кромками.

The formulation of research task with the specification of the varied geometrical parameters of profile and methods that is resulted. Also, the results of optimization of spatial profile of directing turbine grate with the using of different maximum terms on the butt-end surfaces of channel are showed. The methodology at that stabilizing of stream is arrived at after initial edges is considered.

Как известно, характер обтекания турбинных лопаток в ядре потока и на концах решеток существенно отличается. В то же время постановка задачи оптимизации турбинных решеток должна учитывать отличия сложных физических процессов, имеющих место при обтекании решеток профилей по высоте лопаток. В связи с выше изложенным, задача оптимизации турбинных решеток с функцией цели минимума интегральных потерь должна включать возможность применения сложного тангенциального навала решеток с изменением формы самого профиля по высоте лопатки или на отдельных ее участках (у корня и периферии лопатки). Однако оптимизация лопатки в такой постановке представляет сложную задачу и требует варьирования большого количества параметров и, следовательно, большого количества *CFD* расчетов. Анализ физических процессов, имеющих место в решетках с одновременным изменением многих параметров, очень сложен и не позволяет оценить влияние отдельных параметров на потери в решетках. В связи с этим представляется целесообразным поэтапное решение указанной задачи:

- 1) оптимизация формы профилей в двухмерной постановке;
- 2) оптимизация формы профиля прямой решетки в трехмерной постановке;
- 3) оптимизация пространственной формы лопатки направляющей решетки по нескольким сечениям без применения сложного тангенциального навала;
- 4) оптимизация сложного тангенциального навала направляющей решетки совместно с формой профиля лопатки по нескольким сечениям.

По первому этапу были проведены некоторые исследования, представленные в работе [1].

Данная статья посвящена решению второго этапа поставленной оптимизационной задачи.

Постановка задачі оптимізації

Цель исследования – повышение аэродинамической эффективности профиля лопатки прямой турбинной решетки при заданных параметрах на входе и выходе с сохранением расхода рабочего тела через решетку и площади профиля.

Объектом исследования является прямая турбинная решетка по своим характеристикам соответствующая направляющему аппарату второй ступени цилиндра высокого давления турбины К-310-23,5. Высота лопатки равна 25,5 мм, площадь профиля – 0,000322 м², хорда $b = 53,17$ мм, относительный шаг $t/b = 0,8406$, длина входного участка – $0,3b$, длина выходного участка – $0,35b$. В *CFD* расчетах использовалась трехмерная сетка размерностью $166 \times 72 \times 62$ на один межлопаточный канал. Расчетный объем с названиями граничных поверхностей приведен на рис. 1, где «pressure side» и «suction side» это соответственно стороны давления и разрежения соседних лопаток в турбинной решетке.

Построение параметрической модели профиля и варьирование параметров производилось с помощью, созданной на кафедре турбиностроения, программы *TopGrid*. Описание параметрической модели профиля и входящие в нее параметры описаны в работе [1].

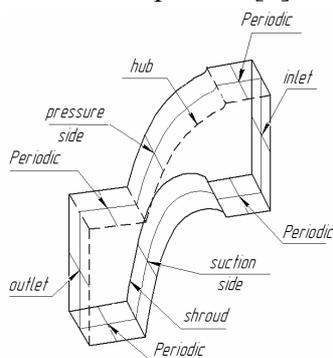


Рис. 1. Граничные условия расчетной области

При оптимизации варьировались следующие параметры: β_y – угол установки профиля, α_{1r} – геометрический угол выхода, δ – угол отгиба, ω_0 – угол заострения входной кромки, ω_1 – угол заострения выходной кромки. Функция цели – суммарные потери (сумма профильных и концевых). При расчетах накладывались ограничения на площадь поперечного сечения лопатки и расход рабочего тела. В качестве минимально допустимой площади поперечного сечения была величина площади исходного профиля ТС-1А, а максимальной – 0,000386 м² (увеличение на 20 %). Технологические ограничения в данной работе не рассматривались.

Определение оптимальной формы профиля проводилось с помощью теории планирования эксперимента и ЛП_т-поиска по алгоритму, представленному в работе [1].

Во всех расчетах задавались одни и те же граничные условия: полное давление на входе – 16,15 МПа; полная температура на входе – 457,54 °С; статическое давление на выходе – 13,72 МПа; степень турбулентности потока на входе – 1 %; модель турбулентности – $k-\omega$ SST; расчетная схема TVD второго порядка аппроксимации с локально первым в местах больших градиентов; $y^+ < 1$; на границах расчетной области «hub», «shroud» и «blade» задавалось условие стенки с прилипанием потока.

В работе [2] по ряду причин производилась оптимизация пространственной формы профиля без учета кромочного следа, так как выходная плоскость измерения параметров располагалась непосредственно за выходной кромкой. Однако, при оптимизации формы профиля прямой турбинной решетки, необходимо учитывать потери, возникающие в кромочном следе, так как они являются неотъемлемой составляющей потерь. Для определения влияния кромочных потерь на результат оптимизации были проведены расчетные исследования в двух постановках: с учетом и без учета кромочных потерь.

Влияние кромочных потерь на результаты оптимизации.

Результаты расчетов исходного и оптимальных вариантов приведены в таблице 1. Как видно из таблицы, кромочные потери оказывают существенное влияние

на результат оптимізації. Більше того, на рис. 2 можна бачити, що форма оптимальних профілів, отриманих при різних постановках, суттєво відрізняються одна від одної. Тобто різниця в значеннях сумарних втрат з урахуванням кромочних втрат і без їх урахування має не тільки кількісний, але й якісний характер. З цього випливає, що при оптимізації форми профіля по сумарним втратам необхідно враховувати кромочні втрати, тобто розташовувати площину визначення вихідних параметрів на певній відстані від вихідних кромок.

Таблиця 1

Результати оптимізації

Параметри	С урахуванням кромочних втрат		Без урахування кромочних втрат	
	Профіль			
	Исходный	Оптимальный	Исходный	Оптимальный
Потери, %	4,6033	4,48287	3,13186	3,09235
Расход, кг/с	2,08142	2,082	2,08142	2,08129
Площадь, м ²	0,000322	0,000384	0,000322	0,000386

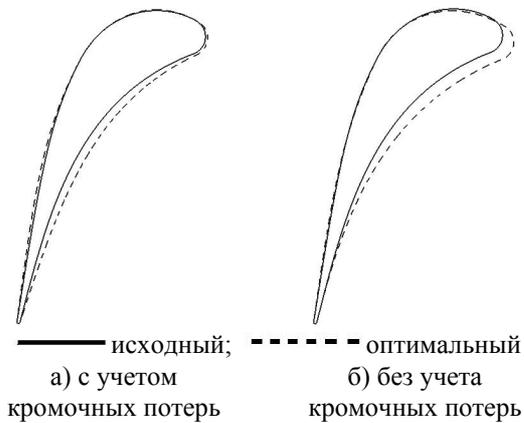


Рис. 2. Формы профілів, отримані при оптимізації

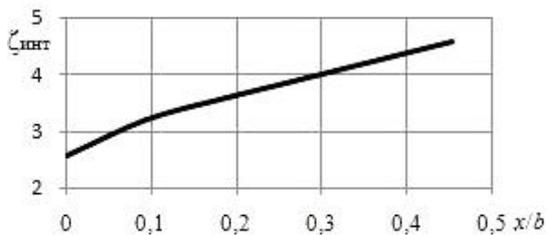


Рис. 3. Розподіл інтегральних втрат за вихідними кромками

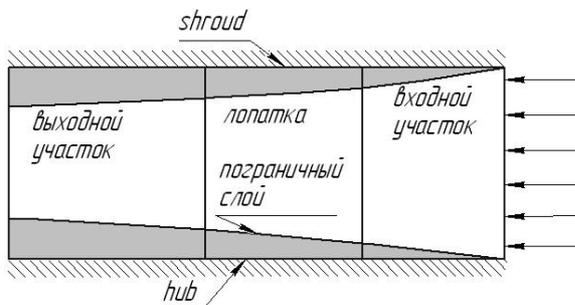


Рис. 4. Структура формування пограничного слоя на торцевих поверхностях каналу

В ряду робіт [3, 4] по експериментальним дослідженням прямих турбінних решіток рекомендується розташовувати площину вимірювання вихідних параметрів на відстані 1/7 хорди від вихідних кромок решітки або величини горла. Такі рекомендації обумовлені тим, що площину заміра вихідних параметрів повинна розташовуватися в області, де відбувається стабілізація потоку і кромочних втрат. Однак, при постановці задачі прийнятої в нашому розрахунковому дослідженні, стабілізація потоку не відбувається до межі розрахункової області (рис. 3), хоча вона розташовується на значно більшій відстані, ніж рекомендується в вказаних роботах.

Дати пояснення цього ефекту можна, якщо розглянути меридіональне сечення розрахункового каналу і формування в ньому пограничного шару на торцях (рис. 4). З рисунка видно, що на торцевих стенках («hub» і «shroud») має місце постійно накопичуваний пограничний шар, формуючийся від початку розрахункового каналу і до його кінця. Тому втрати в будь-якому поперечному сеченні каналу будуть постійно збільшуватися по ходу руху потоку робочого тіла і, відповідно, стабілізація втрат, яка має місце в експериментах не відбувається. Очевидно, що при схемі

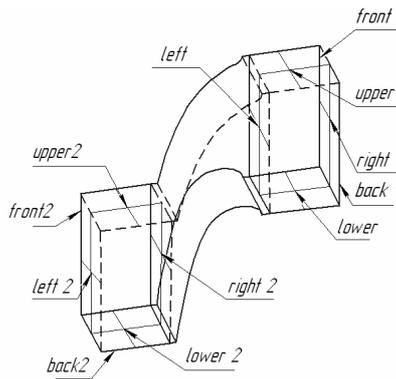


Рис. 5. Построения расчетной сетки с помощью трех объемов

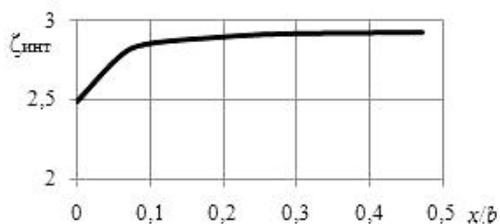


Рис. 6. Распределение интегральных потерь за выходными кромками

задания граничных условий, описанной в рассмотренной постановке задачи, стабилизация потока не произойдет в не зависимости от длины выходного участка.

В экспериментальных исследованиях прямых турбинных решеток, как правило, используются так называемые отсечные пластины, отсекающие накопленный пограничный слой на подводящих к исследуемой решетке каналах.

В свою очередь на отсечных пластинах формируется новый пограничный слой. Длина этих пластин значительно меньше длины границ расчетной области «hub» и «shroud». В связи с выше изложенным потребовалось изменить схему задания граничных условий так, чтобы пограничный слой накапливался только на участках границ «hub» и «shroud» примерно соответствующим размерам отсечных пластин, а граница «inlet» и плоскость измерения выходных параметров располагались за пределами этих участков.

Кроме этого, при численных расчетах течений в турбинных решетках из соображений точности и сходимости обычно рекомендуется, чтобы длина входного участка была не менее 100 % хорды, а выходного участка не менее 200 % хорды. Таким образом, была принята новая схема задания граничных условий и формирования расчетной области (рис. 5), удовлетворяющая указанным выше требованиям. Как видно из рис. 5 новая расчетная область состоит из трех объемов: входной (40×40×40), собственно решетка (166×72×62) и выходной (166×72×62). На границах «back» и «front» входного и выходного расчетных объемов задавалось условие стенки со скольжением потока, а прилипание на этих границах только в объеме турбинной решетки.

При такой схеме задания граничных условий, пограничный слой формируется только в объеме турбинной решетки, по аналогии с отсечными пластинами в эксперименте.

Межлопаточный канал, входной и выходной объемы были построены с использованием программы *TopGrid*.

Характер изменения суммарных потерь в зависимости от расстояния за решеткой приведен на рис. 6. Как видно из рисунка, в новой постановке имеет место стабилизация потерь, более того расстояние стабилизации в достаточной степени согласуется с экспериментальными данными.

Таким образом, для оптимизации формы профилей прямых турбинных решеток необходимо задавать граничные условия как представлено на рис. 5. Входной участок и межлопаточный канал связывались между собой через границы «inlet» и «left» с использованием интерфейса переноса параметров рабочего тела, выходной участок с межлопаточным каналом связывались границами «outlet» и «right 2» с использованием того же граничного условия. Границы межлопаточного канала, используемые при этом, аналогичны приведенным на рис. 1.

Результаты оптимизации

Таблица 2

При оптимизации профиля в новой постановке отличалась только схема задания граничных условий, остальные параметры соответствовали постановке задачи. Результаты оптимизации приведены в таблице 2.

Результаты оптимизации

Параметры	Профиль	
	Исходный	Оптимальный
Потери, %	2,962	2,82224
Расход, кг/с	2,01304	2,01292
Площадь, м ²	0,000322	0,000386

Как видно из таблицы, оптимальный вариант по сравнению с исходным имеет меньшие интегральные потери (приблизительно на 0,14 % в абсолютных величинах). Также, оптимальный вариант имеет большую площадь поперечного сечения, что косвенно свидетельствует о удовлетворении прочностным требованиям.

Распределение потерь по высоте лопатки и форма оптимального и исходного профилей приведены на рис. 7 и рис. 8. Видно, что оптимальный вариант имеет меньшие потери как в ядре потока, так и в области вторичных течений.

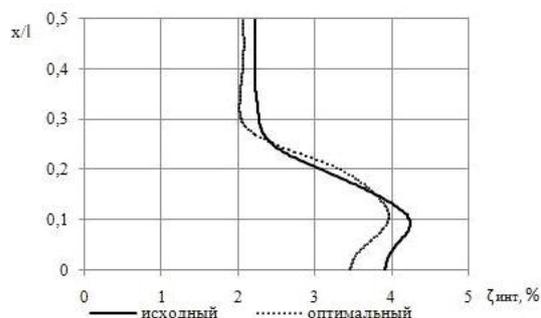


Рис. 7. Распределение интегральных потерь по высоте лопатки

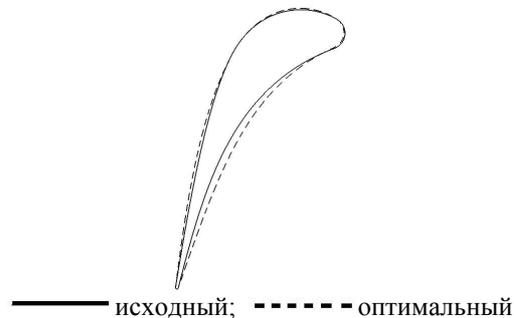


Рис. 8. Форма профиля, полученного при оптимизации

Выводы:

– расположения расчетной плоскости выходных параметров потока за решеткой оказывает существенное влияние на результаты оптимизации, причем как качественное, так и количественное.

– предложена методика расчетов, которая максимально приближена к физическому эксперименту и позволяет получать характер изменения параметров за решеткой соответствующий общеизвестным экспериментальным данным работ по исследованию прямых турбинных решеток.

– пространственная оптимизация с помощью описанной методики и по используемому алгоритму позволила получить профиль с меньшими интегральными потерями (на 0,14 % в абсолютных величинах) в заданном диапазоне изменения площади при сохранении расхода рабочего тела.

Список литературы: 1. Бойко, А.В. К вопросу об оптимизации формы плоских турбинных профилей [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака, В.С. Баранник // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – № 5. – С. 51-54. – ISSN 2078-774X. 2. Бойко, А.В. Методы параметрической оптимизации навала направляющих турбинных лопаток [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 2. – С. 13-21. – ISSN 2078-774X. 3. Гукасова, Е.А. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов паровых и газовых турбин [Текст] / Е.А. Гукасова, М.И. Жуковский, Л.М. Зысина-Моложен и др. – М.—Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 167 с. 4. Мельтюхов, В.А. Оценка качества новых турбинных решеток профилей для режимов диффузорного и конфузорного течений [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / В.А. Мельтюхов. – Харьков, 1986.

УДК 621.914

С.І. СЕРБІН, д-р техн. наук; проф. Національного університета кораблебудування, Миколаїв;

Г.Б. МОСТІПАНЕНКО, канд. техн. наук; Національний університет кораблебудування, Миколаїв;

А.В. КОЗЛОВСЬКИЙ, магістр Національного університета кораблебудування, Миколаїв

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ НЕСТАЦІОНАРНОГО ГОРІННЯ В КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГТД

Проведен анализ нестационарных процессов горения в низкоэмиссионной камере сгорания ГТД с помощью числового эксперимента с использованием разных подходов к моделированию турбулентности.

Проведено аналіз нестационарних процесів горіння в низькоемісійній камері згоряння ГТД за допомогою числового експерименту з використанням різних підходів до моделювання турбулентності.

The numerical analysis of unsteady combustion process in low emission gas turbine combustion chamber with different turbulence models was made.

Вступ. Внаслідок посилення вимог щодо екологічних і економічних показників нові газотурбінні двигуни повинні мати істотно вищу економічність при нижчих питомих викидах шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Одним з основних шляхів зменшення викидів, зокрема оксидів азоту, є зменшення максимальної температури горіння в жаровій трубі. Досягається таке зниження за рахунок збіднення та попереднього перемішування паливо-повітряної суміші. Однак, не дивлячись на те, що такі камери згоряння демонструють непогані результати за рівнем шкідливих викидів [1, 2], в таких конструкціях є недолік, обумовлений фізикою горіння бідних сумішей. Це – виникнення режимів вібраційного горіння. Таке явище також називають нестійким горінням, термічним збудженням звуку, термоакустичними коливаннями, пульсуючим горінням [3].

В камерах згоряння (КЗ) газотурбінних двигунів потужні коливання призводять до часткового або повного руйнування елементів конструкції, знижують надійність їх роботи. Внаслідок інтенсифікації теплообміну в ряді випадків спостерігається прогоряння різних елементів камери згоряння. Тому забезпечення стійкості процесу горіння є серйозною та актуальною задачею, що вимагає великих матеріальних витрат і займає значну частину часу при доводочних випробуваннях двигунів [4]. Використання числового експерименту для прогнозування режимів вібраційного горіння на етапі розробки двигуна дозволить значно скоротити такі витрати.

Основна причина виникнення вібраційного горіння – чутливість сумішоутворення та горіння до коливань тиску газу в камері згоряння, які супроводжуються різким збільшенням шуму та зривами полум'я.

Колівання тиску при вібраційному горінні в низькоемісійних камерах згоряння ГТУ відбуваються внаслідок залежності коливань витрати повітря на впуску камери згоряння і палива в паливній магістралі від коливань тепловиділення в камері згоряння, які призводять до флуктуацій коефіцієнта надлишку повітря.

Числовий експеримент дає можливість прогнозувати такі коливання шляхом моделювання тривимірних хімічнореагуючих турбулентних потоків і визначну роль при цьому відіграє вибір підходу до моделювання турбулентності.

Математична модель. Відзначимо основні підходи до числового моделювання нестационарних процесів турбулентності:

1 *Пряме числове моделювання* (Direct Numerical, *DNS*). У рамках цього підходу кількісно розв'язуються системи алгебраїчних рівнянь, які з високою точністю апроксимують вихідну систему диференціальних рівнянь Нав'є-Стокса. *DNS* – найточніший метод, який вимагає детального просторово-часового розв'язання і веде до великих обчислювальних витрат. Тому *DNS*-підхід рідко застосовується на практиці [5].

2 *Розв'язання систем рівнянь, осереднених за Рейнольдсом* (Reynolds Averaged Navier-Stokes, *RANS*). У даному випадку модель відтворює тільки середні значення швидкості, а вплив всіх флуктуацій враховується за допомогою турбулентних замикань. Можлива побудова нестационарної моделі *RANS* (Unsteady *RANS* – *URANS*) [6]. Цей підхід має високу економічність і в багатьох випадках забезпечує цілком прийнятну точність розрахунку. Але для широкого кола турбулентних течій результати, отримані з його допомогою, виявляються незадовільними [5, 6].

3 *Моделювання методом великих вихорів* (Large Eddy Simulation, *LES*). Основою цього метода є гіпотеза про незалежність статистичних характеристик великомасштабних турбулентних рухів від молекулярної в'язкості. Згідно з цим припущенням можлива побудова числової моделі, яка описує нестационарну динаміку тільки відносно великих вихорів, при цьому обчислювальні витрати, необхідні для реалізації такої моделі, не повинні залежати від числа Рейнольдса, оскільки немає необхідності явно і точно розраховувати всі дрібні вихори [6]. Ця модель була обрана для подальших розрахунків камери згоряння.

Керуючі рівняння для *LES*-моделі отримують в результаті фільтрації нестационарних рівнянь Нав'є-Стокса. В процесі фільтрації відсіваються вихори, масштаб яких менше критерію фільтрації або розміру кінцевого елемента розрахункової сітки. Таким чином, остаточні рівняння керують динамікою великих вихорів. Отримані рівняння Нав'є-Стокса мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) &= 0, \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j}, \\ \sigma_{ij} &= \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{2} \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \delta_{ij}, \\ \tau_{ij} &= \overline{\rho u_i u_j} - \bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j, \end{aligned}$$

де σ_{ij} – тензор тисків від молекулярної в'язкості; τ_{ij} – підсітковий масштаб напруг.

Підсітковий масштаб напруг, отриманий в результаті операції фільтрації, вимагає моделювання. Для цього використовується гіпотеза Буссінеска [7], яка дозволяє розрахувати масштаб турбулентних напруг за формулою:

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = 2\mu_t \bar{S}_{ij},$$

де μ_t – підсітковий масштаб турбулентної в'язкості; \bar{S}_{ij} – тензор напруг для вибраного масштабу, який визначається виразом:

$$\bar{S}_{ij} \equiv \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right).$$

Турбулентна в'язкість визначається за формулою [8]:

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

де величини L_s і S_{ij}^d розраховуються таким чином:

$$L_s = \min(kd, C_w V^{1/3}),$$

$$S_{ij}^d = \frac{1}{2} (\bar{g}_{ij}^{-2} + \bar{g}_{ji}^{-2}) - \frac{1}{3} \delta_{ij} \bar{g}_{kk}^{-2}, \quad \bar{g}_{ij} = \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}, \quad \bar{g}_{ij} = \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}.$$

Результати досліджень. В даній роботі виконано розрахунок нестационарних характеристик низькоемісійної камери згоряння газотурбінного двигуна потужністю 32 МВт, прототипом якої є камера згоряння двигуна потужністю 25 МВт виробництва ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» [9]. Для числового моделювання нестационарного горіння в низькоемісійній камері згоряння ГТД використовувалась кінцево-елементна модель 1/16 частини камери, що складається з 3 млн. полігедральних елементів. Використання полігедральної сітки при нестационарних числових експериментах дозволяє пришвидшити процес збіжності числового рішення диференціальних рівнянь за рахунок підвищення якості елементів та збільшення кількості вузлів кожного елемента порівняно з тетраедричним представленням.

Часовий проміжок (0,001 с) для інтегрування диференціальних рівнянь нестационарних моделей турбулентності прийнято згідно рекомендацій до даних моделей та міркувань економії ресурсів та машинного часу.

Розрахунки нестационарного процесу горіння в низькоемісійній камері згоряння ГТД потужністю 32 МВт проводилися для триреакційного механізму горіння газоподібного палива [10], який добре зарекомендував себе у стаціонарних розрахунках [11].

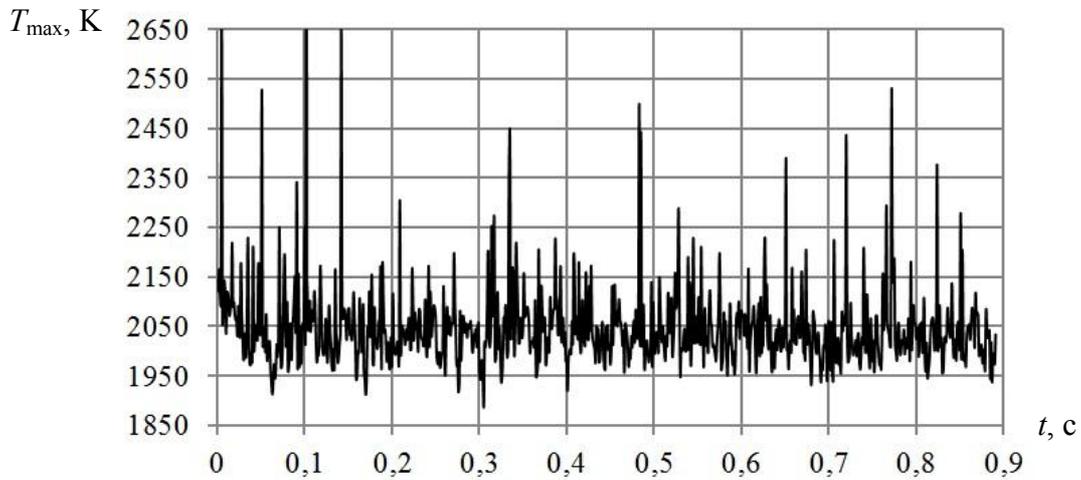
З графіка пульсацій максимальної температури у жаровій трубі (рис. 1а) видно, що її амплітуда дорівнює 22,5 %. Осереднене значення максимальної температури, розраховане в результаті числового експерименту, складає 2047 К і відповідає значенню теоретичної температури горіння 2010 К, розрахованої для коефіцієнта надлишку повітря 1,55 в первинній зоні камери згоряння за методикою [12]. Одночасно з цим помітно (див. рис. 1б), що пульсації температур у вихідному перерізі складають лише $\pm 1,5$ %.

З рисунку 2 можна побачити локалізацію максимальних амплітуд пульсацій поля температур, що знаходяться в зоні витоку повітря крізь центральний канал завіхрювача 1, в зонах витоку повітря з периферійного каналу завіхрювача 2 і зонах струменів вторинного повітря 3.

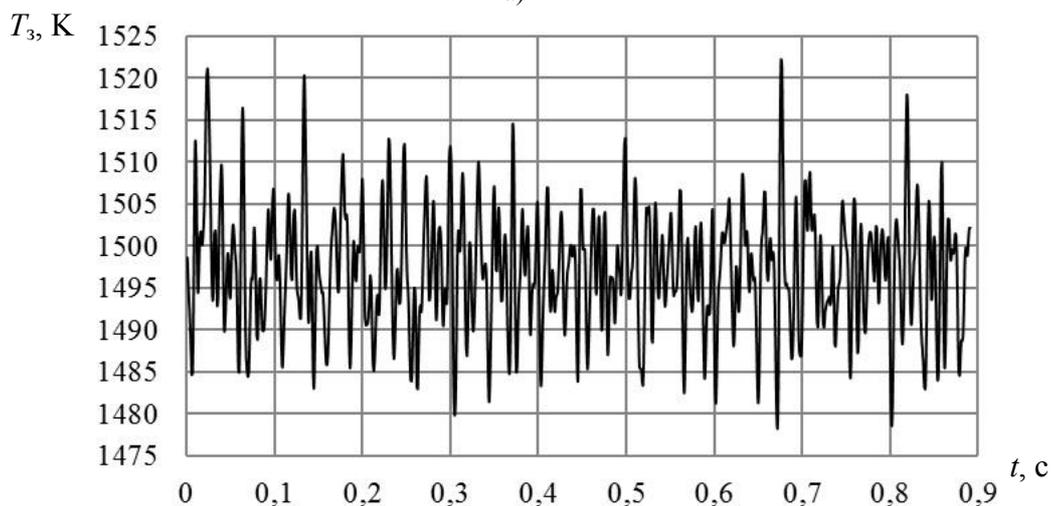
Пульсації температури відбуваються за рахунок нерівномірності змішування паливо-повітряної суміші, оскільки пульсації потоку повітря після компресора на вході в камеру не моделювалися.

Аналізуючи графіки пульсації повного тиску, наведені на рис. 3 для вихідного перерізу жарової труби, можна зробити висновки, що амплітуда пульсацій

усередненого повного тиску приблизно складає ± 7 кПа ($\pm 16,5$ %). Отримані амплітуди пульсацій менше небезпечних, що свідчить про відсутність імовірності виникнення вібраційного горіння на номінальному режимі роботи камери.



а)



б)

Рис. 1. Пульсації максимальної температури в об'ємі жарової труби (а) та осередненої температури у вихідному перерізі (б)

Також в результаті числового експерименту отримані залежності концентрацій оксидів вуглецю на виході низькоемісійної камери згорання від часу. Утворення та розкладання СО залежить від швидкостей хімічних реакцій, які, в свою чергу, визначаються рівнем турбулентності. Отже їх коректний розрахунок з врахуванням пульсацій за допомогою *LES*-моделі турбулентності дозволив отримати осередненні за часом викиди оксидів вуглецю у вихідному перерізі жарової труби, рівень яких складає 100 ppm, що також відповідає нормам на емісію СО. На рис. 4 представлено поле концентрацій оксидів вуглецю у жаровій трубі, усереднене за часом. Максимальні значення концентрацій оксиду вуглецю спостерігаються в районі виходу паливоповітряної суміші з центрального завихрювача пальникового пристрою, а також в районі стінок жарової труби (2 і 3 охолоджувані обичайки).

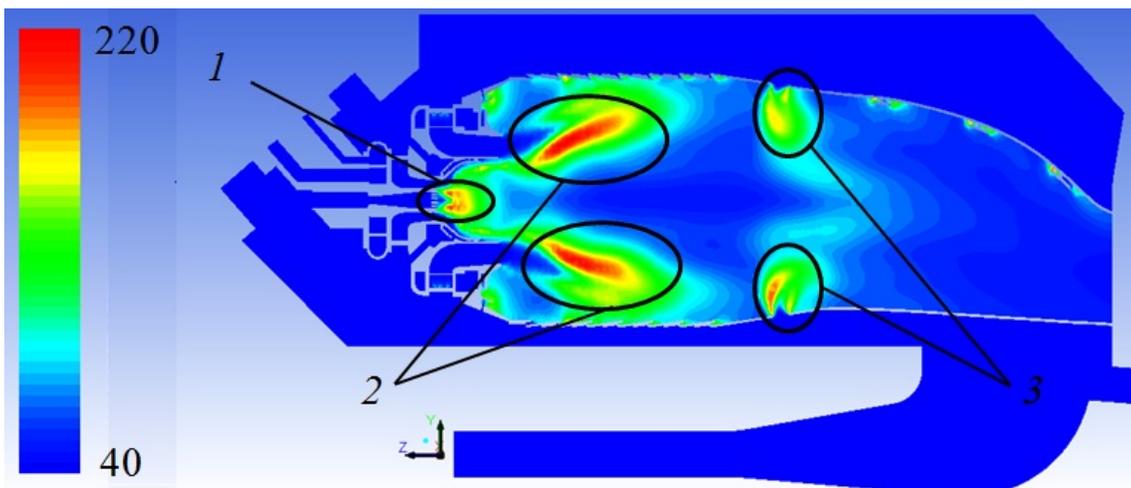


Рис. 2. Середньоквадратичні відхилення температури в поздовжньому перерізі жарової труби

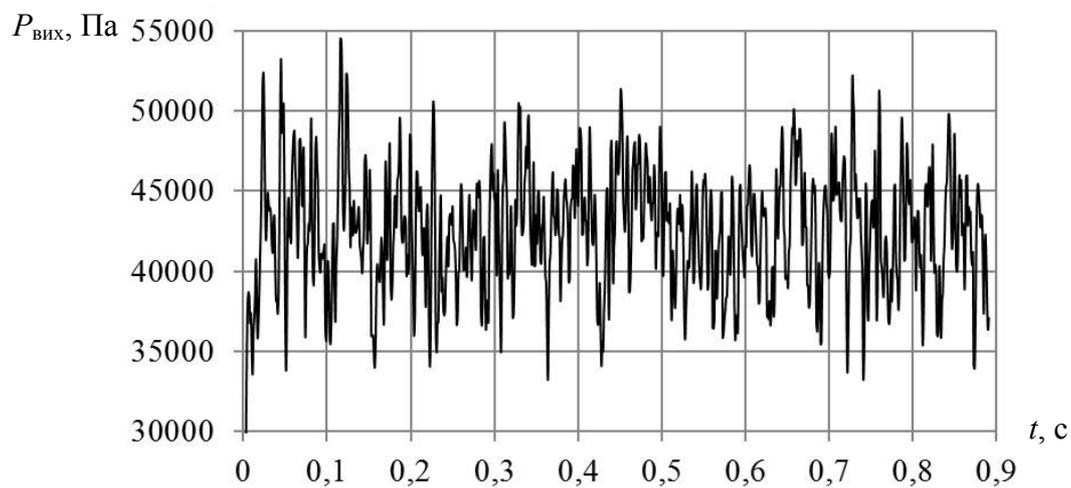


Рис. 3. Графік пульсацій тиску у вихідному перерізі жарової труби

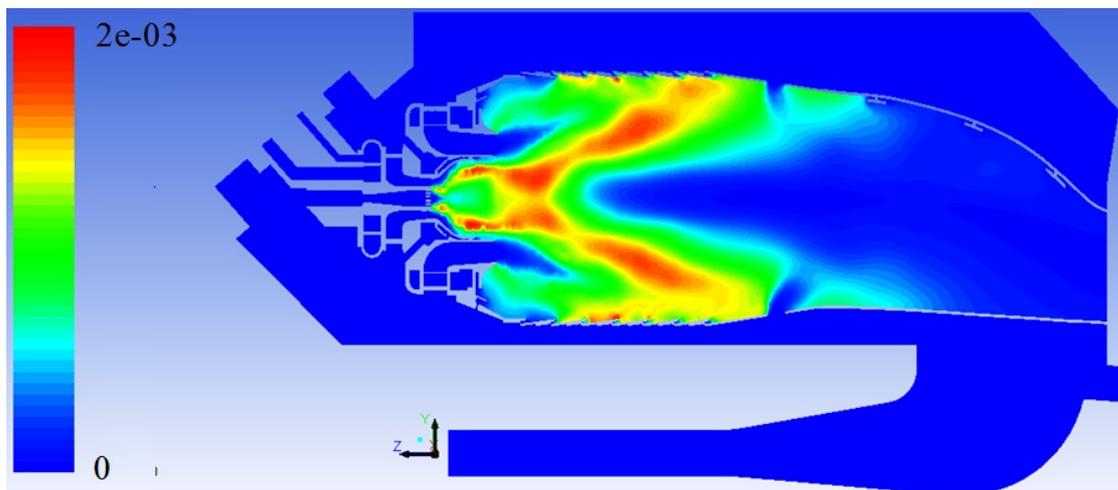


Рис. 4. Поле концентрацій оксидів вуглецю, усереднене за часом

Висновки. Використання *RANS*-підходу до моделювання в стаціонарному числовому експерименті не передбачає пульсації полум'я (температури). Оцінити стабільність горіння можливо лише при *LES*-підході до моделювання, що підтверджують і закордонні джерела [13].

Виявлено, що для аналізу нестационарних процесів горіння з урахуванням складних геометричних форм сучасних камер згорання доцільно використовувати полігедральну кінцево-елементну модель.

За результатами виконаного числового експерименту низькоемісійної камери згорання ГТД визначені пульсації тисків, концентрацій хімічних компонентів та температур та отримані осереднені за часом основні характеристики камери згорання. Все це дозволить адекватно оцінити стабільність роботи камери на номінальному режимі, а також більш коректно визначати її параметри порівняно зі стаціонарними розрахунками.

Список літератури: 1. *Сербин, С.И.* Экспериментальное исследование гибридной камеры сгорания газотурбинного двигателя мощностью 15 МВт [Текст] / С.И. Сербин, В.Г. Ванцовский, В.В. Вилкул // Збірник наукових праць національного університету кораблебудування. – Миколаїв : НУК, 2004. – № 2 (395). – С. 89-95. 2. Состояние отработки малоэмиссионных камер сгорания ГТД наземного применения семейства «НК» [Электронный ресурс] / [В.В. Беляев, В.Н. Лавров, А.М. Постников и др.] // Первый межведомственный научно-технический семинар по проблемам низкоэмиссионных камер сгорания газотурбинных установок. – 2004. – Режим доступа: <http://www.sonbi.ru/tsiam/conf/lemission/doc/06.pdf>. – Заголовок с экрана. 3. *Налисний, М.Б.* Вібраційне горіння в низькоемісійних камерах згорання газотурбінних установок [Електронний ресурс] / М.Б. Налисний // Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – 2007 – 2 с. – Режим доступу: WWW. URL: <http://referatu.com.ua/referats/7569/172429/>. – Дата звернення: 2011. – Заголовок з екрана. 4. *Ларионов, В.М.* Автоколебания газа в установках с горением [Текст] / В.М. Ларионов, Р.Г. Зарипов. – Казань: Издательство Казанского государственного технического университета, 2003. – 227 с. 5. *Глазунов, А.В.* Вихреразрешающее моделирование как один из методов описания турбулентных течений [Электронный ресурс] / А.В. Глазунов // Электронный журнал. МГУ – 2007. – 4 с. – Режим доступа: WWW. URL <http://geophys.srcc.msu.ru/direct2.htm>. – Дата обращения: 2011. – Заголовок с экрана. 6. *Белов, И.А.* Моделирование турбулентных течений [Текст] / И.А. Белов, С.А. Исаев. – Балт. гос. техн. ун-т. СПб. – 2001. – 108 с. 7. *Hinze, J.O.* *Turbulence* / J.O. Hinze. – McGraw-Hill Publishing Co.: New York, 1975. – 790 p. 8. *Nicoud, F.* Subgrid-Scale Stress Modelling Based on the Square of the Velocity Gradient Tensor [Text] / F. Nicoud, F. Ducros // *Flow, Turbulence, and Combustion*. – 1999. – No. 62(3). – P. 183-200. 9. *Бондин, Ю.И.* Основные результаты опытно-промышленной эксплуатации ГТД ДН80Л на КС «Софиевская» [Текст] / Ю.И. Бондин, А.Б. Михайлов // Судовое и энергетическое газотурбостроение. – Т. 1. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», НО ИАУ, 2004. – С. 7-16. 10. *Karl, V. Meredith* Automated Global Mechanism Generation for use in CFD Simulations [Text] / Karl V. Meredith, David L. Black // 44-th AIAA-Paper. – Reno, Nevada, 2006. – P. 1-13. 11. *Мостипаненко, А.Б.* Повышение экологической безопасности газотурбинных установок использованием технологии малоэмиссионного сжигания топлив [Текст] / А.Б. Мостипаненко // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2007. – №1 (412). – С. 100-108. 12. *Романовський, Г.Ф.* Камери згорання суднових газотурбінних двигунів [Текст]: навч. посібник / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – 259 с. 13. *Sandeep, Jella* CFD Predictions Of CO Emission Trends In An Industrial Gas Turbine Combustor [Text] / Sandeep Jella, Pierre Gauthier, Marius Paraschivoiu // ASME, 2010. – GT2010-23196. – 10 p.

© Сербін С.І., Мостіпаненко Г.Б., Козловський А.В., 2012
Надійшла до редколегії 05.02.12

УДК 621.165+629.7

А.А. ТАРЕЛИН, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАНУ, Харьков;
И.Е. АННОПОЛЬСКАЯ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Ю.П. АНТИПЦЕВ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
В.В. ПАРШИН, ведущий инженер ИПМаш НАНУ, Харьков

ИНФОРМАЦИОННО-ИНСТРУМЕНТАЛЬНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ОПТИМИЗАЦИИ И ИДЕНТИФИКАЦИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ДОВОДКЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Представлена новая версия информационно-инструментальной системы, которая реализована в виде модельно-программного комплекса (МПК), что обеспечивает решение задач оптимизации та идентификации параметров та характеристик энергетических установок при их проектировании та доводке, которая инвариантна относительно математических моделей та физических исследуемых процессов. Рассмотрен подход, постановка и методы реализации задачи идентификации математической модели (ММ) авиационных газотурбинных двигателей. Приведены результаты идентификации двигателя, Д-436 ГП «Ивченко-Прогресс», полученные с помощью МПК.

Подано нову версію інформаційно-інструментальної системи, яку реалізовано у вигляді модельно-програмного комплексу (МПК), що забезпечує рішення задач оптимізації та ідентифікації параметрів та характеристик енергетичних установок при їх проектуванні та доводці, яка інваріантна відносно математичних моделей та фізичних процесів, що досліджуються. Розглянуто підхід, постановку та методи реалізації задачі ідентифікації математичної моделі (ММ) авіаційних газотурбінних двигунів. Наведено результати ідентифікації двигуна, Д-436 ДП «Івченко-Прогрес», що отримані за допомогою МПК.

We can represent new version of information and instrumental system which was realized in model and programmed complex view (MPC), providing the solving of optimization and identification problems and characteristic of the energy setting, and their projecting and operation developing, which is invariant attending searching mathematical models and physical process. The problem and the methods of the problems of identification of mathematical models (MM) of air gas turbine engine (GTE) including the experiment data were solved and examined with all their ways. The results of identification MM engines D-436 GP «Ivchenko-Progress» were represented here which were obtained owing MPC.

Введение

Создание современных энергетических установок является весьма сложной и трудоемкой задачей, которая характеризуется как использованием достижений в области термодинамики, прочности, технологии производства, так и качественными изменениями их проектирования и доводки.

Одним из важнейших вопросов повышения эффективности создания энергетических установок является системное и согласованное использование теоретических основ, методов математического моделирования, экспериментальных средств исследования и методов идентификации математических моделей (ММ) физических процессов, происходящих в исследуемых объектах, в сочетании с высокоэффективными методами оптимизации.

Такой комплексный подход и создание соответствующих систем позволит во много раз быстрее, с использованием значительно большего объема информации, чем это доступно проектировщику в обычной практике, рассмотреть множество вариантов конструкций, оценить их достоверные характеристики и на основе качественно новой технологии проектирования принять оптимальное (рациональное) решение.

Постановка задачи создания модельно-программного комплекса

Представляется актуальным создание интегрированной среды (системы), реализованной в виде модельно-программного комплекса (МПК), позволяющей в едином информационном пространстве решать задачи многоцелевой и многоуровневой оптимизации параметров и характеристик, а также их идентификации (получения адекватных математических моделей) по результатам экспериментов с использованием современных математических методов поиска оптимальных решений [1, 2]. Здесь математические модели, методы и вычислительная техника выступают как средства систематизации процесса создания и доводки энергоустановок на общей методологической, информационной и технической основе.

К разрабатываемому модельно-программному комплексу были сформулированы следующие основные технические требования:

- комплекс должен быть модульным и развивающимся, обеспечивать возможность введения новых модулей, модернизацию имеющихся, изменения набора входных и выходных данных, развития системы поддержки принятия решений, дополнения и изменения ее алгоритма;

- обеспечение возможности использования имеющихся программных продуктов (предметных модулей) с минимальными доработками;

- программный комплекс должен быть многоуровневым с возможностью перехода от более простых расчетов к более сложным в автоматизированном и диалоговом режимах; должно быть обеспечено прерывание расчетов на любом уровне с выводом результатов (в текстовом, графическом или табличном виде);

- на всех уровнях следует предусмотреть оптимизацию (в том числе и многокритериальную) рассчитываемых параметров с возможностью визуального контроля получаемых результатов;

- комплекс должен обеспечивать решение задач идентификации параметров и характеристик математической модели исследуемого объекта и его элементов по экспериментальным данным, представленным в программном, табличном или графическом виде;

- программное обеспечение должно быть технологичным в эксплуатации и доступным инженеру без специальной подготовки программиста.

Характеристика модельно-программного комплекса

С учетом всех приведенных выше требований в ИПМаш НАН Украины разработан МПК *Optimum*. Он реализован в среде разработки *Delphi* и оформлен в виде модульного, многооконного интерфейсного приложения, разработанного под системы *Windows 98*, *Windows XP*. Для нормальной его работы необходимы следующие системные ресурсы: процессор *Intel* или *AMD* с частотой 1,5 ГГц и выше; 512 Мб оперативной памяти; 500 Мб свободного дискового пространства.

В его структуру входят: математические модели (проблемные задачи), отражающие физические процессы, происходящие в проектируемом объекте, методы расчета и идентификации их параметров, характеристик и критериев идентификации; экспериментальные данные, представленные в программном, числовом (табличном) или графическом виде; диалоговая система оптимизации; архив проектных решений; программно-информационный интерфейс, обеспечивающий связь между компонентами системы.

Модульность *Optimum* обеспечивает рациональное использование системных ресурсов, высокую производительность и возможность расширения новыми

приложениями без внесения существенных изменений. Структура интегрированной среды приведена на рис. 1.

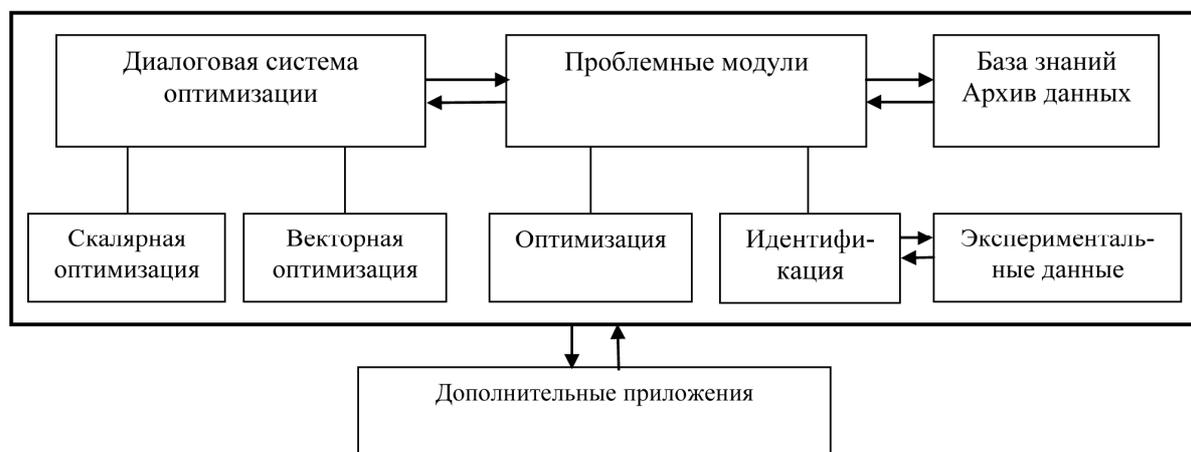


Рис. 1. Структура *Optimum*

При разработке этого программного комплекса, в соответствии с изложенными выше требованиями, особое внимание уделялось его универсальности, т.е. возможности оперативной адаптации к решению различных задач оптимизации и идентификации. Для этого методы оптимизации, проблемные задачи и «дополнительные приложения»¹ выполнены в виде динамически компокуемых библиотек (*dynamic link libraries*) и файлов данных, которые подключаются к среде по мере необходимости. При этом методы оптимизации и проблемные задачи связаны не только с базовой программой среды, но и непосредственно между собой, что значительно увеличивает скорость решения поставленной задачи.

Метод подключения проблемных задач как динамически компокуемых библиотек позволяет достаточно просто адаптировать математические модели, написанные на различных языках программирования, к *Optimum*. Это же относится и к привлечению других методов поиска оптимальных решений.

Создан интерфейс обмена данными для всего комплекса предметных модулей с их единой организацией, а также простым способом формирования входов – выходов подпрограмм и выделения из их числа оптимизируемых и идентифицируемых параметров, состав которых может широко изменяться при исследованиях.

Optimum имеет оконный интерфейс, который обеспечивает пользователю простоту и удобство доступа к ее функциям. При этом вновь вызываемые функции выполняются в новых окнах, что позволяет осуществлять различные операции одновременно и отслеживать работу программы. В процессе работы в интегрированной среде предусмотрена возможность экспортировать и импортировать исходные данные и (или) результаты расчетов в *MS Excel*, либо в текстовый файл.

Необходимо отметить, что *Optimum* имеет встроенный обработчик исключительных ситуаций, позволяющий обходить ряд ошибок, возникающих при работе проблемных задач без вмешательства пользователя. Например, при вводе данных происходит постоянный контроль на наличие логических ошибок, а в случае их обнаружения пользователю предлагаются варианты их исправления, а в процессе

¹ Перечень дополнительных приложений и их функциональные возможности приведены ниже.

поиска оптимального решения на каждом шаге характеристики, выходящие за рамки ограничений, визуально выделяются путем подсветки.

Диалоговая подсистема оптимизации, являющаяся фрагментом *Optimum*, используемые в ней численные методы поиска оптимальных решений, а также ее функциональные возможности при реализации задач оптимизации и идентификации параметров и характеристик энергетических установок достаточно подробно изложены в [2–4]. Отличительной особенностью новой версии подсистемы является: расширение векторов варьируемых параметров и ограничений на расчетные характеристики с 40 элементов до 512, наличие алгоритма решения задач многокритериальной идентификации без свертки в аддитивный критерий, дополнительные приложения.

Несколько подробнее рассмотрим «дополнительные приложения», представляющие мощный инструмент, расширяющий возможности системы. Эти подпрограммы оформлены так же как динамически компоуемые библиотеки.

«Дополнительные приложения» включают в себя:

- Подпрограмму просмотра текстовых файлов.
- Файлы экспериментальных данных.
- Подпрограмму для загрузки экспериментальных данных, представленных в числовом и (или) графическом виде.
- Подсистему построения графиков, которая представляет собой специально разработанную функцию на основе параболических интерполяционных сплайнов, позволяющую проектировщику оценивать результаты, полученные в процессе оптимизации и идентификации параметров и характеристик создаваемого объекта.
- Подпрограмму обмена исходной и полученной информации с базой знаний и архивами данных.
- Подпрограмму выбора наилучшей аппроксимирующей зависимости.

Решение конкретных задач с использованием МПК

В качестве примера использования *Optimum*, рассмотрим идентификацию ММ одной из модификаций авиационного двигателя Д-436 ГП «Ивченко-Прогресс» в широком диапазоне режимов его эксплуатации.

Отличительной особенностью решения задач идентификации в рамках комплекса является отсутствие необходимости каких-либо преобразований математической модели объекта, т.е. расчет критериев идентификации, параметров и характеристик двигателя ведется по тем же алгоритмам, что и при проектировании. При этом обеспечивается согласование данных эксперимента с расчетными характеристиками испытываемого изделия в заданном диапазоне допустимых отклонений.

При решении задачи идентификации ММ двигателя Д-436 используется поузловая математическая модель термогазодинамического расчета второго уровня [5], в структуру которой включены характеристики узлов двигателя, система вторичных потоков (отборов и подводов воздуха для охлаждения «горячих» узлов и для регулирования давлений в полостях двигателя), отборы воздуха и мощности для нужд летательного аппарата.

Задача идентификации, в данном случае, представляет собой минимизацию ряда целевых функций (сведение к минимуму расхождений между результатами испытаний изделия и расчета по ММ для каждого из критериев идентификации) с учетом ограничений, т.е. по сути это задача многокритериальной условной оптимизации.

Для корректного решения задачи идентификации необходимо в первую очередь сформировать вектор варьируемых параметров (корректирующих коэффициентов) для поузловой ММ двигателя, а также вектор критериев идентификации.

В качестве корректирующих коэффициентов в рассматриваемой ММ выбраны коэффициенты моделирования ($k_{\text{МОД}}$) характеристик узлов двигателя по КПД – k_{η} , оборотам – k_n , степени сжатия – k_{π} , расходу – k_G , а также площади сопел наружного и внутреннего контуров, коэффициенты потерь энергии в них (всего 32 величины).

Коэффициент моделирования – $k_{\text{МОД}} = \frac{P_{\text{расч}}}{P_{\text{хар}}}$, где $P_{\text{расч}}$ – значение параметра,

заданное в исходных данных; $P_{\text{хар}}$ – значение параметра, используемое в расчетах.

В качестве контролируемых параметров и характеристик выбраны: расход топлива, идеальная тяга двигателя, давление и температура за компрессором высокого давления, суммарный расход воздуха и расход воздуха во внутреннем контуре, температура газов перед турбиной, частоты вращения роторов (всего 15 величин).

Целевые функции (критерии идентификации) представлены величинами перечисленных выше контролируемых параметров, определяемых по ММ, диапазон изменения которых устанавливается по результатам прямых измерений параметров потока по тракту двигателя, полученных при стендовых или летных испытаниях. Заданный диапазон отклонений результатов расчета от экспериментальных данных составляет $\pm (0,5-1) \%$.

Экспериментальными данными для идентификации параметров ММ являются стендовые земные дроссельные характеристики двигателя, а также характеристики двигателя в условиях полета, определенные в термобарокамере (ТБК) и на летающей лаборатории.

Параметром регулирования для получения дроссельной характеристики в проведенных испытаниях была выбрана суммарная степень сжатия $\pi_{\text{КС}}$, однако, в случае необходимости, возможен переход к другим параметрам регулирования, например – приведенному числу оборотов.

На первом этапе, по математической модели двигателя, по заданным исходным данным (в соответствии с выбранным режимом работы) и начальному значению вектора варьируемых параметров определялись значения контролируемых величин (критериев идентификации). В свою очередь, из экспериментальных характеристик были выбраны значения аналогичных параметров на том же режиме.

Далее, в соответствии с заданным в процентном отношении допустимым отклонением результатов расчета от экспериментальных данных, в автоматизированном режиме устанавливался диапазон реальных отклонений критериев идентификации, а также был задан диапазон изменения для группы варьируемых параметров.

В каждой выбранной точке базовой дроссельной характеристики двигателя, вариацией перечисленных выше корректирующих коэффициентов, с использованием методов многокритериальной оптимизации определялись значения критериев идентификации, и полученные результаты заносились в архивы МПК. Следует подчеркнуть, что поиск наилучшего варианта проводился без свертки в аддитивный критерий.

Поскольку идентификация поузловой математической модели двигателя проводилась для каждой экспериментальной точки, в результате был получен ряд адекватных ММ для конкретных точек дроссельной характеристики.

Зависимости корректирующих коэффициентов от параметра регулирования в числовом виде записывались в архивы МПК. С использование подсистемы построения графиков, эта информация была визуализирована и также сохранялась в архивах.

Учитывая, что основной целью идентификации является создание адекватной математической модели, позволяющей получать информацию во всем диапазоне режимов работы двигателя, далее необходимо скорректировать ММ, дополнив ее аналитическими зависимостями для всех варьируемых параметров.

Для этого полученные в числовом и графическом виде изменения каждого из корректирующих коэффициентов от параметра регулирования (по дроссельной характеристике на земле и в различных условиях полета) могут быть аппроксимированы с помощью, имеющейся в МПК, программы выбора наилучшей аппроксимирующей зависимости из 36 принятых к рассмотрению уравнений. Коэффициенты регрессии этих зависимостей определяются методом наименьших квадратов. Все 36 уравнений аппроксимации ранжируются по величине коэффициента детерминации, являющегося одним из критериев качества аппроксимации [2].

Для каждого из режимов работы двигателя рассмотрены несколько вариантов решения задачи идентификации из разных начальных точек.

Анализ результатов идентификации позволил уточнить диапазоны изменения варьируемых параметров и в итеративном процессе получить наборы корректирующих коэффициентов с плавным их распределением, позволяющим выполнить аппроксимацию аналитическими зависимостями с более высоким коэффициентом детерминации, а, следовательно, обеспечить более достоверную информацию в промежуточных точках.

Далее выбранные зависимости по каждому из корректирующих коэффициентов (варьируемых параметров) заносятся в ММ.

Ниже, в качестве примера, приведены графики изменения коэффициентов моделирования характеристик отдельных узлов двигателя по $\pi_{K\Sigma}$, отвечающие результатам идентификации параметров ММ из двух начальных точек и после аппроксимации (рис. 2–3), а также соответствующие им аналитические зависимости.

$$k_{12} = k_G = 1 / (1 - 7,68x^{-12} \cdot \exp(\pi_{K\Sigma})); \quad k_{32} = k_{\eta} = \frac{1,31 \cdot \pi_{K\Sigma}^{0,93} - 1}{\pi_{K\Sigma}}$$

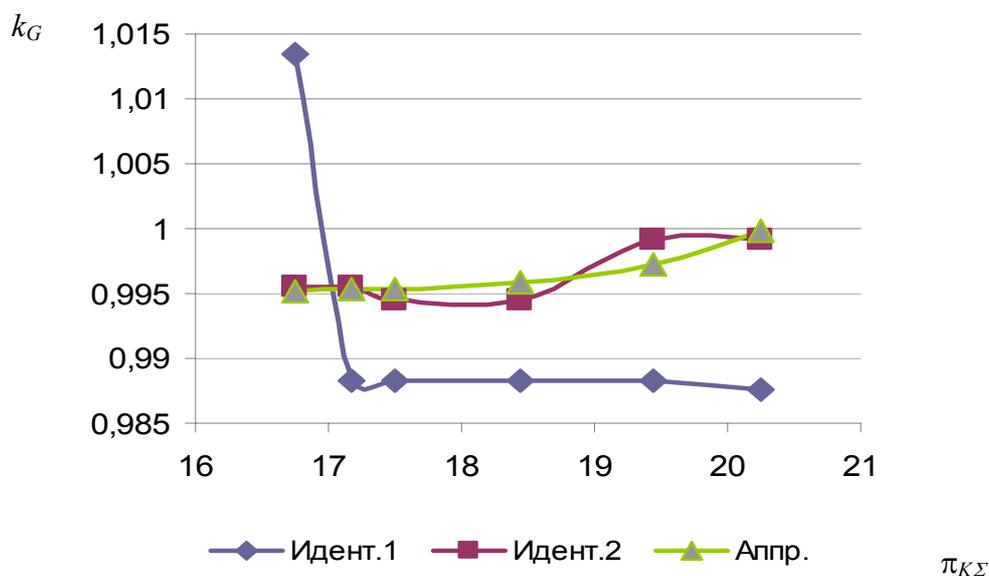


Рис. 2. Изменение коэффициента моделирования характеристики компрессора низкого давления k_G

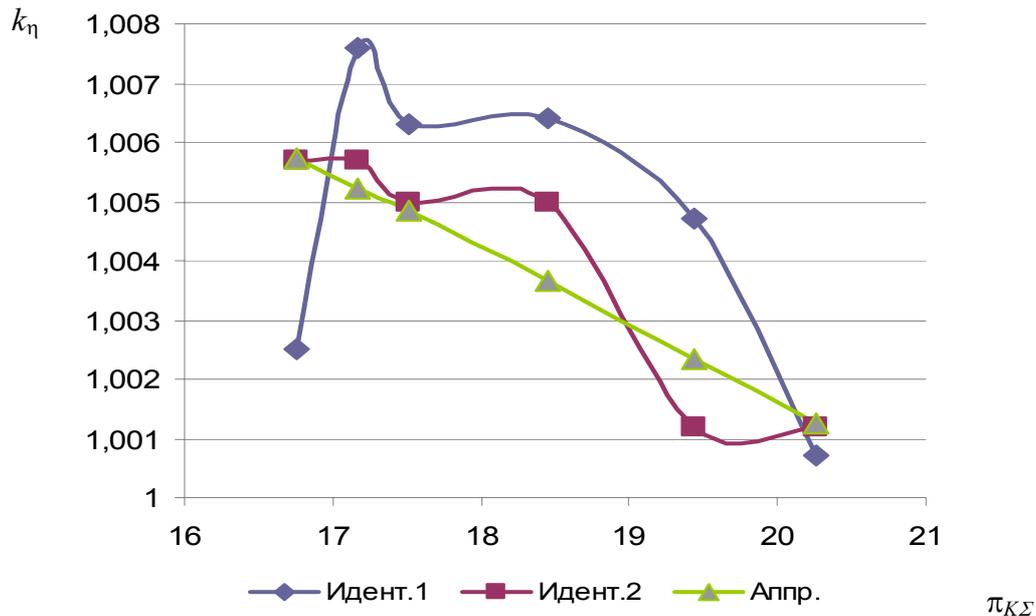


Рис. 3. Изменение коэффициента моделирования характеристики турбины вентилятора k_η

Для оценки адекватности скорректированной ММ с корригирующими коэффициентами были проведены расчеты термогазодинамических характеристик двигателя Д-436 для нескольких экспериментальных точек наземной дроссельной характеристики, при этом, коэффициенты моделирования не являлись варьируемыми параметрами, а однозначно определялись по аналитическим зависимостям, введенным в модель.

Сопоставление некоторых характеристик двигателя, полученных экспериментальным путем, с результатами расчета по идентифицированной ММ представлено на рис. 4–5.

Из анализа приведенных зависимостей следует, что параметры двигателя, найденные по уточненной поузловой математической модели термогазодинамического расчета второго уровня практически совпадают с экспериментальными данными, и однозначно не выходят за заданный диапазон отклонений $\pm 1\%$ что свидетельствует об адекватности разработанной модели.

Следовательно, полученная адекватная ММ двигателя Д-436 [6], может быть применена для расчета характеристик и анализа работы основных узлов и элементов в системе двигателя.

С помощью *Optimum* совместно с ГП «Ивченко-Прогресс» по результатам идентификации была разработана ММ двигателя АИ-25ТЛ [4], описывающая его характеристики во всем диапазоне режимов работы и условий эксплуатации самолета. Проведенные по ней численные исследования показали возможность увеличения ресурса без превышения максимально-допустимых значений температуры газа и частот вращения роторов.

Последующие стендовые и летные испытания полностью подтвердили расчетные характеристики двигателя, а, следовательно, и адекватность полученной ММ. В условиях высоты $H=0$ м и $M_p=0$ тяга увеличена на 7,5 %; при $H=0$ м; $M_p=0,6$; $t_n=+30$ °С тяга увеличена на 13,6 %.

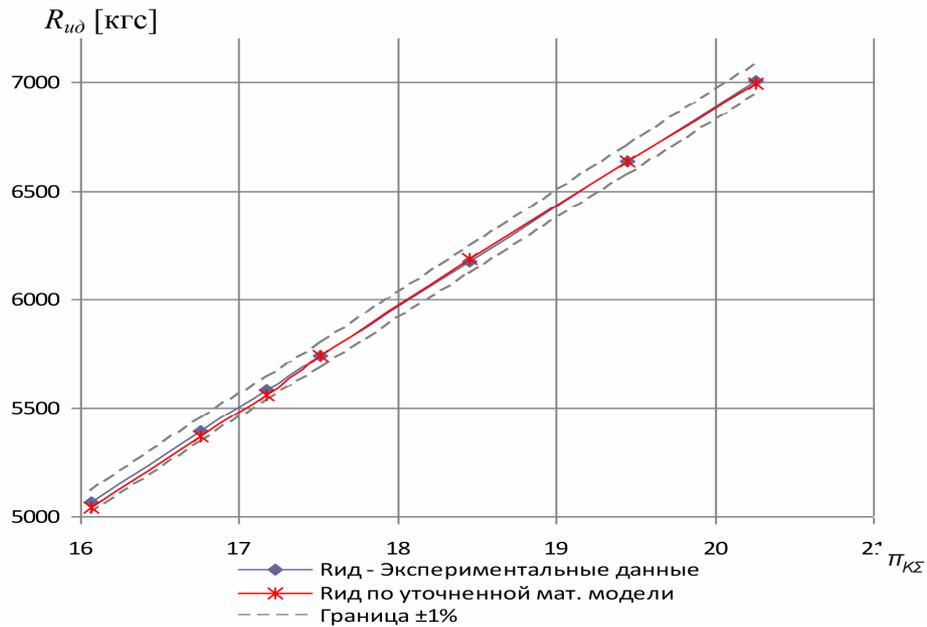


Рис. 4. Идеальная тяга

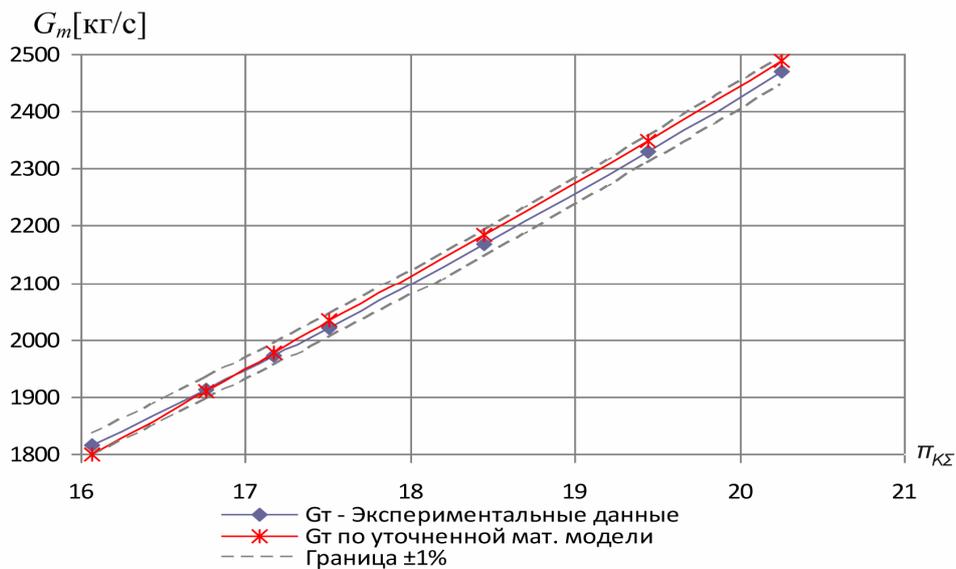


Рис. 5. Расход топлива

С помощью *Optimum* по результатам эксперимента была также проведена идентификация параметров математической модели истечения влажного пара при неравновесной конденсации.

Универсальность системы обеспечила успешное ее применение при оптимизации параметрических и дроссельных характеристик создаваемых перспективных двигателей с целью достижения максимальной тяги при минимальном весе самолета и расходе топлива; при выполнении исследований по оптимизации характеристик последней ступени цилиндра низкого давления (ЦНД) с учетом потерь в выхлопном патрубке, модернизации ЦНД паровых турбин К-200-130, К-300-240 с

целью повышения их эффективности, в условиях переменного режима эксплуатации турбоагрегата [7] и др.

Так, например, анализ результатов численного эксперимента с использованием МПК позволил предложить несколько вариантов модернизации ЦНД К-200-130 и К-300-240, для которых прирост мощности, в зависимости от варианта реконструкции, составляет от 700 до 3600 кВт на один выхлоп.

Заключение

Разработана новая версия подсистемы МПК *Optimum*, обеспечивающая решение задач оптимизации и идентификации параметров и характеристик при создании энергоустановок.

Наличие адекватной математической модели, полученной с использованием МПК, позволяет сократить сроки доводки, исключить ряд экспериментальных исследований и получить достоверную информацию о параметрах и характеристиках как исследуемого объекта в целом во всем диапазоне его эксплуатации, так и отдельных его элементов. Кроме того, модель может быть использована для получения диагностической информации, носителями которой будут измеряемые параметры рассматриваемого объекта.

МПК *Optimum* внедрен на Государственном предприятии Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» имени академика А.Г. Ивченко и используется в реальном проектировании авиационных газотурбинных двигателей.

Универсальность и эффективность системы *Optimum*, подтверждена решением реальных задач по созданию, модернизации и доводке широкого спектра энергетических установок, что дает основание рассматривать ее как качественно новое информационно-инструментальное средство инженера-проектировщика.

Список литературы: 1. Химмельблау, Д. Прикладное нелинейное программирование [Текст] / Д. Химмельблау. – М.: Мир, 1975. – 534 с. 2. Тарелин, А.А. Основы теории и методы создания оптимальной последней ступени паровых турбин [Текст] / А.А. Тарелин, Ю.П. Антипцев, И.Е. Аннопольская. – Харьков: Контраст, 2001. – 224 с. 3. Антипцев, Ю.П. Модельно-программный комплекс для решения задач оптимизации и идентификации параметров создаваемых энергетических установок [Текст] / Ю.П. Антипцев, И.Е. Аннопольская, В.В. Паршин и др. // Пробл. машиностроения. – 2004. – Т. 7, № 4. – С. 11-14. 4. Аннопольская, И.Е. Идентификация параметров математических моделей газотурбинных двигателей по результатам испытаний на этапах проектирования и доводки [Текст] / И.Е. Аннопольская, Ю.П. Антипцев, В.В. Паршин и др. // Пробл. машиностроения. – 2004. – Т. 7, № 3. – С. 3-8. 5. Программа и методика расчета дроссельных характеристик ТРД различных схем (уровень рабочего проектирования) Технический отчет, Т/о №60/82. [Текст] / ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко. – Запорожье, 1982. 6. Аннопольская, И.Е. Создание уточненной математической модели двигателя Д-436 [Текст] / И.Е. Аннопольская, В.В. Паршин, В.В. Григорьев // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – 3/10 (51). – С. 62-66. 7. Малозатратная модернизация ЦНД К-300-240 с учетом переменного режима функционирования турбоагрегата и потерь энергии в выхлопном патрубке [Текст] / А.А. Тарелин, Ю.П. Антипцев, И.Е. Аннопольская, Н.А. Борисов // Наука та інновації. – 2006. – № 6. – С. 156-167.

© Тарелин А.А., Аннопольская И.Е., Антипцев Ю.П., Паршин В.В., 2012
Поступила в редколлегию 22.02.12

УДК 621.175.845.001.57

В.Л. ШВЕЦОВ, главный конструктор паровых и газовых турбин
ОАО «Турбоатом», Харьков;
А.Н. УСС, начальник конструкторского отдела теплообменных аппаратов
СКБ «Турбоатом», Харьков;
В.В. ГАВРИЛОВА, начальник сектора отдела теплообменных аппаратов
СКБ «Турбоатом», Харьков

МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНДЕНСАТОРОВ ТУРБОУСТАНОВОК К-1000-60/1500-2М РОСТОВСКОЙ И БАЛАКОВСКОЙ АЭС ПУТЕМ ЗАМЕНЫ МАТЕРИАЛА ТРУБНЫХ СИСТЕМ И СОЗДАНИЕ «БЛОЧНО-МОДУЛЬНОЙ» КОНСТРУКЦИИ

Модернизация конденсаторов турбоустановок К-1000-60/1500-2М направлена на замену охлаждающих труб из медно-никелевого сплава марки МНЖ5-1 на охлаждающие трубы из коррозионно-стойкого материала: сталь марки TP 316L и титан марки BT1-0, а также замену наружных досок из углеродистой стали марки Сталь 20 на коррозионно-стойкий материал: сталь марки TP 316L и углеродистую сталь, плакированную титаном, и создание конденсаторов «блочно-модульной» конструкции, которая повышает надежность, работоспособность, безопасность и увеличивает срок службы конденсаторов.

Модернізація конденсаторів турбоустановок К-1000-60/1500-2М направлена на заміну труб охолоджуючих з мідно-нікелевого сплаву марки МНЖ5-1 на труби охолоджуючі з корозійностійкого матеріалу: сталь марки TP 316L і титан марки BT1-0, а також заміну зовнішніх дощок з вуглецевої сталі марки Сталь 20 на корозійностійкий матеріал: сталь марки TP 316L і вуглецеву сталь, плакировану титаном, і створення конденсаторів «блоково-модульної» конструкції, яка підвищує надійність, працездатність, безпеку і збільшує термін служби конденсаторів.

The modernization of condensers for the K-1000-60/1500-2M turbines is aimed to replace cooling tubes made of copper-nickel alloy МНЖ5-1 by cooling tubes of corrosion-resistant material: steel TP 316L and titanium BT1-0, and external tube sheets made of carbon steel of steel grade 20 by external tube sheets made of corrosion-resistant material: steel TP 316L and titanium-plated carbon steel, and to develop condensers of «block and modular» design, which improves the reliability, performance, safety, and increases the service life of condensers.

Особенности модернизации

Конденсационные устройства паротурбинных установок в значительной мере определяют надежную и экономичную работу энергоблоков ТЭС и АЭС. Особенно заметно влияние ухудшения работы конденсаторов на экономичность энергоблоков АЭС, где удельные расходы пара в конденсаторы намного выше, чем на ТЭС.

Нарушения в работе конденсаторов приводят к вынужденному снижению электрической мощности энергоблока и надежности, а также к существенной недовыработке электроэнергии.

Надежная и экономичная работа конденсаторов может достигаться за счет применения коррозионно-стойких материалов для труб; обеспечения надежности и плотности крепления труб в наружных досках, за счет вальцовки и сварки, устранения влияния на герметичность конденсатора разности тепловых расширений охлаждающих труб и корпуса; предотвращения стояночной коррозии; выбора оптимального расстояния между промежуточными досками, с целью уменьшения вибрации и применения эффективной компоновки трубного пучка, обеспечивающего оптимальные скорости потока пара; применения «блочно-модульной» компоновки трубного пучка; организации приёма пароводяных потоков в конденсатор с целью ликвидации

размывов охлаждающих труб; поставки модулей полной заводской готовности с обеспечением необходимого контроля и высокого качества.

Необходимость модернизации

Основной причиной повреждения металла входных участков охлаждающих труб конденсатора является эрозия-коррозия под воздействием турбулентного потока насыщенной кислородом охлаждающей воды, содержащей твердые частицы.

В небольшой степени условия для протекания данного вида повреждения металла трубных систем конденсаторов устраняется после нанесения полимерного антикоррозионного покрытия на наружные доски и входные участки труб, что в малой степени приводит к снижению количества отглушаемых охлаждающих труб, но не решает проблему в целом.

Основанием для модернизации и разработки конденсаторов стало следующее:

– повреждаемость трубных систем конденсаторов – протечки труб в связи с развитием коррозии со стороны охлаждающей воды как результат использования медь-содержащих материалов; протечки в трубах в связи с развитием водно-капельной эрозии и аммиачной коррозии со стороны прохождения пара; протечки в местах соединений «труба-доска наружная» вследствие негерметичности труб и, как следствие, нарушение водно-химического режима;

– повреждаемость элементов конструкции парогенераторов, связанная с развитием коррозии вследствие попадания солей и меди с ее окислами в пароводяной тракт со стороны охлаждающей воды, и, как следствие, сокращение ресурса и ухудшение эксплуатационной надежности вспомогательного оборудования и парогенераторов, что, в конечном счете, резко ухудшает показатели работы АЭС.

После длительной эксплуатации в конденсаторах турбин начинают проявляться дефекты, приводящие к присосам охлаждающей воды.

Дефекты начинают проявляться через определенное время, имеют тенденцию к постепенному росту и приводят к отклонениям водно-химического режима второго контура турбоустановки по концентрации «хлорид-ионов» в продувочной воде парогенераторов и концентрации «ионов натрия» в основном конденсате.

На основании анализа состояния трубных систем работающих конденсаторов и факторов, влияющих на их повреждаемость, можно сделать определенный вывод, что наиболее вероятными причинами возникновения данного вида дефектов являются: коррозионное растрескивание металла в местах локального механического воздействия; развитие питтинго-язвенного дефекта или приложения нагрузок в местах вальцовочных соединений; механические повреждения труб; протечки в трубах конденсатора в связи с развитием водно-капельной эрозии и аммиачной коррозии со стороны прохождения пара; развитие фосфатно-шламовой коррозии вследствие добавления фосфорных соединений в пароводяной контур; нарушение целостности полимерного антикоррозионного покрытия в местах вальцовки труб в трубной доске; развитие щелевой коррозии в зоне повреждения, усиливающейся созданием контактной электрохимической пары «медь-железо»; эрозионно-коррозионные размывы на участках не покрытых полимерным или другим видом покрытия.

Следовательно, протечки охлаждающей воды в конденсаторах паровых турбин являются источником поступления в цикл турбоустановки коррозионно агрессивных примесей «хлорид-ионов» и «сульфат-ионов», которые вызывают коррозию металла вспомогательного оборудования турбоустановки, в частности, парогенераторов, что является весьма серьезной проблемой.

«Хлорид-ионы» в значительной степени определяют следующие виды коррозии: коррозионное растрескивание под напряжением аустенитной нержавеющей стали и дентинг.

Концентрированные «сульфа-ионы» агрессивны по отношению к сталям и могут вызывать межкристаллитное и транскристаллитное коррозионное растрескивание, а также ускоряют коррозию и таким образом могут приводить к дентингу.

Кроме того, трубные системы конденсаторов, изготовленные из медь-содержащих материалов, являются главным источником поступления соединений меди в цикл турбоустановки и, как следствие, в парогенераторы.

Медь и её окислы, накапливающиеся в элементах конструкции парогенераторов, приводят к коррозионному повреждению металла вследствие образования контактной пары в среде электролита, при этом процессы дентинга и питтинга значительно ускоряются в присутствии соединений «хлорид-ионов» и «сульфат-ионов».

Исключение из оборудования второго контура медь-содержащих материалов и полное отсутствие протечек охлаждающей воды в конденсаторах являются приоритетной и главной задачей для обеспечения надежной и безопасной работы оборудования турбоустановки и, в конечном итоге, улучшения показателей работы энергоблоков АЭС.

Принципиальные концепции

Принципиальные концепции при модернизации конструкции конденсатора состоят в следующем: обеспечение вакуумной и водяной плотности конденсатора и требований, связанных с деаэрацией конденсата; обеспечение расчетного значения давления отработавшего пара турбины в процессе ее эксплуатации; надежность работы в стационарных, переменных и переходных режимах эксплуатации; высокая маневренность в широком диапазоне режимов эксплуатации турбоустановки.

Повышенные требования к водяной плотности конденсаторов мощных паровых турбин АЭС привели к применению труб охлаждающих из материалов более стойких против эрозионных и коррозионных разрушений – высоколегированных нержавеющей сталей и титановых сплавов.

Разработка и освоение конденсаторов с трубными системами из коррозионно-стойкого материала для паровых турбин мощностью 1000...1100 МВт выполнялись в связи с особыми требованиями к химическому составу охлаждающей воды, ее качеству по содержанию, органическим, биологическим и другим отложениям, которые влияют на коррозионную стойкость трубных систем конденсаторов, приводят к нарушению их водяной плотности и водно-химического режима.

Конструкциями конденсаторов предусмотрены охлаждающие трубы следующих сортов: для Ростовской АЭС, блок № 3 – $\varnothing 28 \times 0,5 \times 14060$ мм и $\varnothing 28 \times 0,7 \times 14060$ мм из титанового сплава марки ВТ1-0 по техническим условиям, а для Балаковской АЭС, блок № 1 – $\varnothing 23 \times 0,5 \times 14060$ мм и $\varnothing 23 \times 1,0 \times 14060$ мм из коррозионно-стойкой нержавеющей стали марки TP 316L по ASTM (аналог стали марки 03X17H14M3).

Трубы вышеуказанных сортов с необходимыми техническими требованиями изготавливаются сварными и соответствуют всем требованиям к качеству труб согласно техническим условиям на поставку и плану качества.

Основным преимуществом этого вида труб является высокая однородность, стабильность структуры, механических и коррозионных свойств металла по сечению и длине труб, что обеспечивается способом их производства на станах, а также то, что

при деформации имеются технологические средства, обеспечивающие достижение шероховатости поверхности и качества на должном уровне.

К числу конструктивных мероприятий, с помощью которых может быть достигнута высокая герметичность, относятся, в первую очередь, применение труб охлаждающих и наружных досок из материалов, стойких против эрозионных и коррозионных воздействий со стороны охлаждающей воды и пара, предотвращение механических повреждений труб охлаждающих при их вибрации и повышение плотности крепления труб охлаждающих.

Выбор материала для систем трубных конденсатора производится с учетом особенностей конструкции, требований Заказчика, Генерального проектировщика и исследований качества охлаждающей воды.

При выборе материала для охлаждающих труб исходили из многих показателей, в частности, тип водоснабжения, солесодержания воды, опыта эксплуатации и другие.

В практике, например, для пресной воды рекомендуются марки сталей, имеющие высокое содержание хрома и никеля в комбинации с молибденом и титаном.

Для охлаждающей воды с содержанием солей до 3000 мг/л металлургическими организациями рекомендованы для охлаждающих труб коррозионно-стойкая нержавеющая сталь марки TP 316L по ASTM (аналог стали марки 03X17H14M3) или титановый сплав марки BT1-0 по ГОСТ 19807-91.

Наружные доски изготавливаются из коррозионно-стойкой нержавеющей стали марки TP 316L по ASTM (аналог стали марки 03X17H14M3) или из углеродистой стали 09Г2С, плакированной титаном марки BT1-0 по ГОСТ 19807-91.

Это позволяет обеспечить надежность, повышает работоспособность и полностью исключает вынос частиц меди в конденсатно-питательный цикл турбоустановки, а также повышает водяную плотность конденсатора, улучшает деаэрацию конденсата и увеличивает срок службы.

Конструктивные особенности конденсатора

В отличие от ранее применявшихся в конденсаторах паровых турбин «ленточных» компоновок трубных пучков, для данной конструкции конденсатора разработана «модульная» компоновка трубных пучков, имеющая высокую тепловую эффективность и оптимальные конструктивные размеры.

Применение «модульной» компоновки трубного пучка позволяет спроектировать отдельно модули конденсатора, транспортировать их на монтаж в полной заводской готовности и устанавливать их в период капитальных ремонтов, а также на вновь строящихся объектах.

Конденсационное устройство турбоустановок мощностью 1000...1100 МВт состоит из трех конденсаторов подвального расположения, поперечно установленных относительно оси паровой турбины.

Целью данной модернизации и разработки модульной конструкции является установка конденсатора «блочно-модульного» исполнения в существующий фундамент машинного зала с сохранением геометрических и присоединительных размеров, а также на строящихся объектах.

Конструкция конденсаторов «блочно-модульного» исполнения турбоустановки К-1100-60/1500-2М для Ростовской АЭС, блок № 3 и турбоустановки К-1000-60/1500-2М для Балаковской АЭС, блок № 1 представлена на рис. 1.

Конденсатор поверхностного типа, двухходовой, двухпоточный по охлаждающей воде, конструктивно выполнен из корпуса, камер водяных, крышек,

патрубка переходного с приемно-сбросными устройствами, конденсатосборников, опор стержневых.

Корпуса конденсатора состоят из 6-ти модулей (см. рис. 2 и 3).

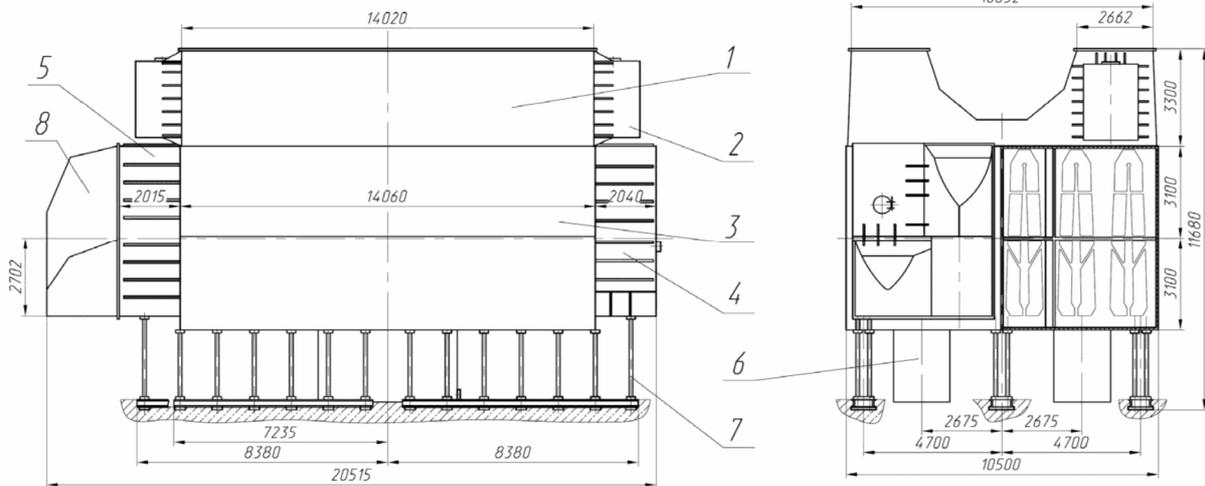


Рис. 1. Конденсатор «блочно-модульного» исполнения турбоустановки К-1000-60/1500-2М:
 1 – патрубок переходной; 2 – приемно-сбросное устройство; 3 – корпус;
 4, 5 – камера водяная; 6 – конденсатосборник; 7 – опора; 8 – крышка

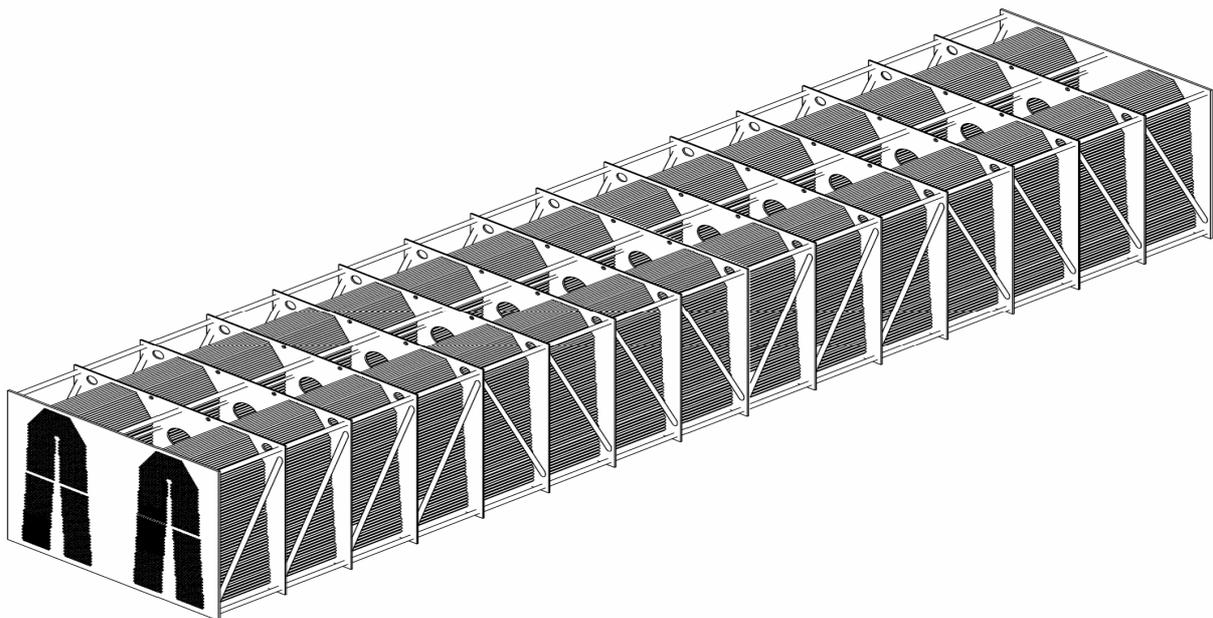


Рис. 2. Верхний модуль корпуса конденсатора

Конструкция конденсатора «блочно-модульного» исполнения обеспечивает: полную конденсацию пара, поступающего из цилиндров низкого давления турбины; герметичность соединения охлаждающих труб с наружными досками; возможность обнаружения и замены охлаждающих труб при изготовлении модулей; визуальный и другие виды контроля плотности мест соединений труб охлаждающих с наружными досками; организацию непрерывного отвода неконденсирующихся газов; возможность присоединения контрольно-измерительных приборов; присоединение всех трубопроводов к патрубкам и штуцерам на сварке.

Конденсатор выполнен с нисходящим потоком пара и с отсосами паровоздушной смеси и может работать при отключении по охлаждающей воде одной из половин.

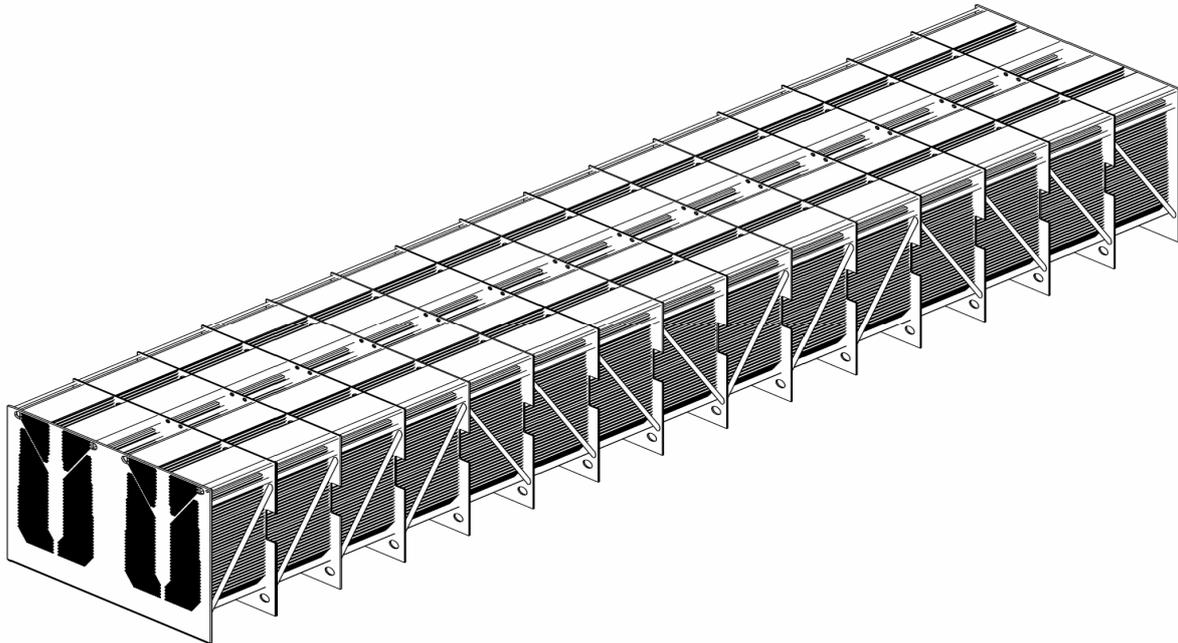


Рис. 3. Нижний модуль корпуса конденсатора

Трубный пучок конденсатора опирается на промежуточные доски, которые расположены на равных расстояниях друг от друга с учетом оптимизации расстояния.

В промежуточных досках в местах между отдельными зонами отверстий под охлаждающие трубы имеются вырезы для выравнивания давления в корпусе конденсатора, а также вырезы в нижних частях для перетекания конденсата в сторону конденсатосборников.

Паровоздушная смесь из зоны воздухоохладителя отводится с помощью коробов, которые располагаются в каждом отсеке конденсатора, проходит через заднюю камеру водяную, где собирается в единый коллектор и отсасываются эжектором пароструйным.

Подвод охлаждающей воды осуществляется в нижнюю часть передней камеры водяной каждой половины конденсатора, слив охлаждающей воды осуществляется из верхней части передней камеры водяной каждой половины конденсатора.

Передние камеры водяные, со стороны подвода и слива охлаждающей воды, с крышками и горизонтальными перегородками между ходами охлаждающей воды привариваются к корпусу. Крышки камер водяных соединены с камерами при помощи сварки, задние камеры водяные с плоскими крышками привариваются к корпусу и закрываются

По своей конструкции конденсатор выполнен с «модульной» компоновкой трубного пучка (см. рис. 4), которая предотвращает переохлаждение конденсата и насыщение его неконденсирующимися газами.

Конструкция конденсатора герметична, исключает присосы воздуха и попадание охлаждающей воды в паровое пространство.

Герметичность по охлаждающей воде достигается за счет вальцовки и сварки охлаждающих труб в наружных досках по разработанной технологии предприятия-изготовителя (см. рис. 5 и 6).

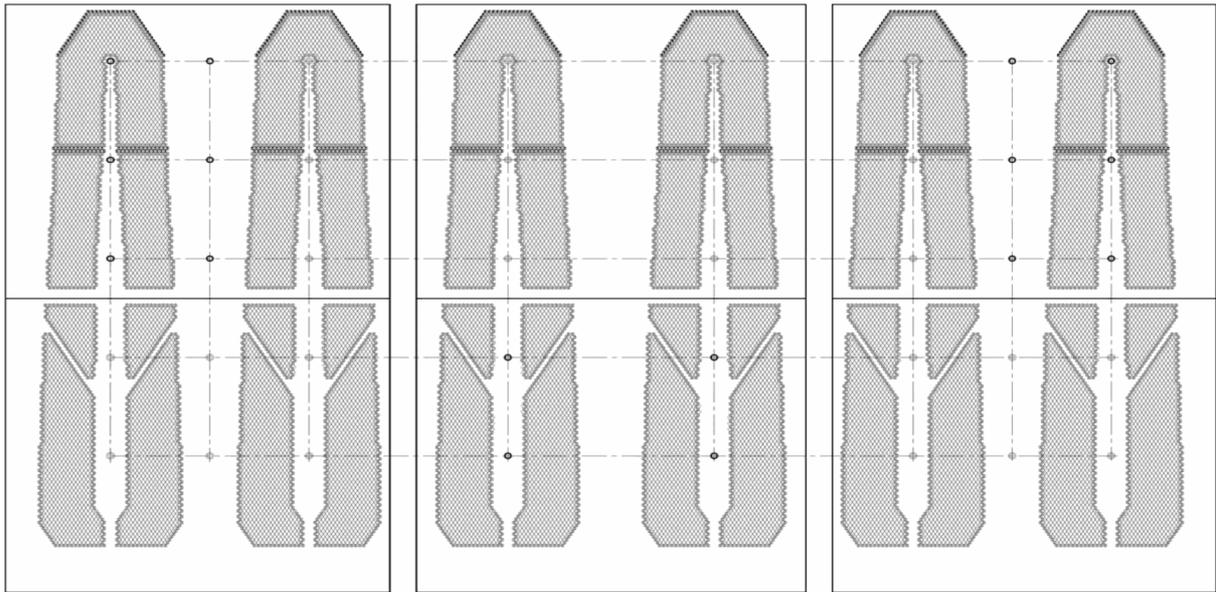


Рис. 4. Компоновка трубного пучка

Конденсатор сварной конструкции, поставляется на монтаж в виде транспортабельных блоков – «модулей» с набранными, развальцованными и приваренными охлаждающими трубами. Патрубок переходной выполнен «панельной» конструкции и поставляется на монтаж отдельными панелями.

Окончательная сборка узлов конденсатора и патрубка переходного выполняется на монтаже в соответствии с инструкцией по монтажу конденсатора.

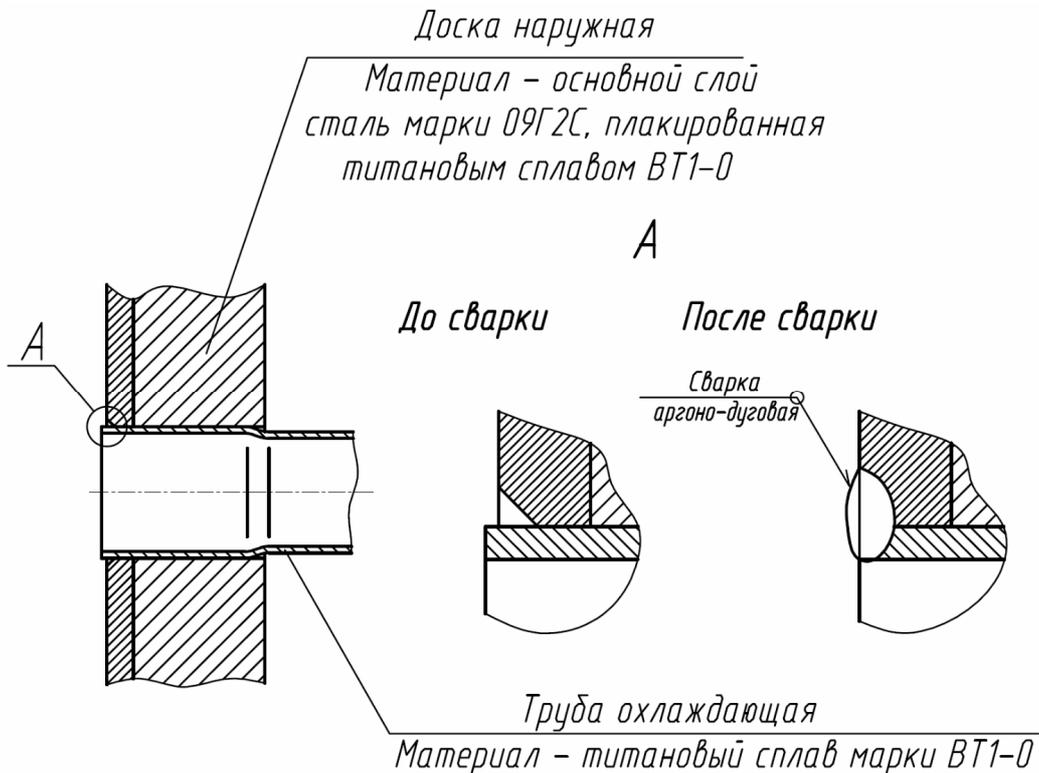


Рис. 5. Соединение «труба-доска наружная» в конденсаторе Ростовской АЭС

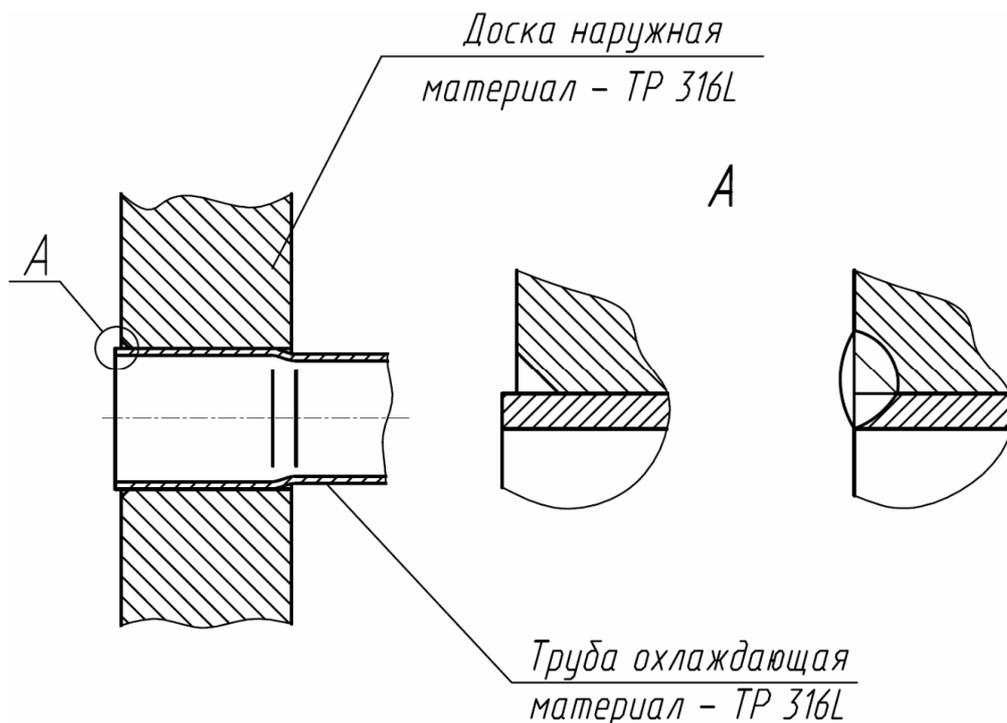


Рис. 6. Соединение «труба-доска наружная» в конденсаторе Балаковской АЭС

Характеристики

Сравнительные расчетные характеристики конденсаторов «блочно-модульного» исполнения для Ростовской АЭС, блок № 3 и Балаковской АЭС, блок № 1 до и после модернизации представлены в таблицах 1 и 2 соответственно.

Таблица 1

Ростовская АЭС, блок № 3

№ п/п	Характеристики	Единица измер.	Тип конденсатора	
			К-33160	К-33180
1	Тип	–	Поверхностный	Поверхностный
2	Поверхность охлаждения	м ²	33160	33180
3	Охлаждающие трубы, в том числе:			
3.1	Длина / Активная длина	мм	14060 / 14000	14060 / 14000
3.2	Сортамент	мм	28 × 1,0 × 14060 28 × 2,0 × 14060	28 × 0,5 × 14060 28 × 0,7 × 14060
3.3	Количество: -28×1,0×14060 мм/28×0,5×14060 мм -28×2,0×14060 мм/28×0,7×14060 мм	шт.	26716 224	26688 252
3.4	Тип крепления охлаждающих труб в досках наружных	–	вальцовка	вальцовка и сварка
4	Тип трубного пучка	–	«ленточный»	«модульный»
5	Количество досок в модулях, (наружные / промежуточные)	шт.	2 / 10	2 / 14
6	Число ходов / потоков	–	2 / 2	2 / 2
7	Расход пара в конденсатор	т/ч	1124,81	1124,81
8	Давление пара в конденсаторе	кгс/см ²	0,0632	0,0625

ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ

Окончание таблицы 1

№ п/п	Характеристики	Единица измер.	Тип конденсатора	
			К-33160	К-33180
9	Расход охлаждающей воды на входе в конденсатор	т/ч	56600	56600
10	Расчетная температура охлаждающей воды	°С	24	24
11	Рабочее давление внутри водяного пространства	кгс/см ²	2,0	2,0
12	Скорость охлаждающей воды	м/с	2,2	2,04
13	Материал охлаждающих труб	–	сплав марки МНЖ 5-1	титановый сплав марки ВТ1-0
14	Материал досок наружных	–	углеродистая сталь марки Сталь 20	углеродистая сталь марки 09Г2С, плакированная титановым сплавом ВТ1-0 марки ВТ1-0
15	Масса	кг	~ 632000	~ 451000

Таблица 2

Балаковская АЭС, блок № 1

№ п/п	Характеристики	Единица измер.	Тип конденсатора	
			К-33160	К-38080
1	Тип	–	Поверхностный	Поверхностный
2	Поверхность охлаждения	м ²	33160	38080
3	Охлаждающие трубы, в том числе:			
3.1	Длина / Активная длина	мм	14060 / 14000	14060 / 14000
3.2	Сортамент	мм	28 × 1,0 × 14060 28 × 2,0 × 14060	23 × 0,5 × 14060 23 × 1,0 × 14060
3.3	Количество: -28×1,0×14060 мм/23×0,5×14060 мм -28×2,0×14060 мм/23×1,0×14060 мм	шт.	26716 224	37344 300
3.4	Тип крепления охлаждающих труб в досках наружных	–	вальцовка	вальцовка и сварка
4	Тип трубного пучка	–	«ленточный»	«модульный»
5	Количество досок в модулях, (наружные / промежуточные)	шт.	2 / 10	2 / 16
6	Число ходов / потоков	–	2 / 2	2 / 2
7	Расход пара в конденсатор	т/ч	1114,22	1114,22
8	Давление пара в конденсаторе	кгс/см ²	0,0387	0,0359
9	Расход охлаждающей воды на вход в конденсатор	т/ч	56600	56600

Окончание таблицы 2

№ п/п	Характеристики	Единица измер.	Тип конденсатора	
			К-33160	К-38080
10	Расчетная температура охлаждающей воды	°С	15	15
11	Рабочее давление внутри водяного пространства	кгс/см ²	2,0	2,0
12	Скорость охлаждающей воды	м/с	2,2	2,1
13	Материал охлаждающих труб	–	сплав марки МНЖ 5-1	сталь марки ТР 316L ASTM
14	Материал досок наружных	–	сталь марки Сталь 20	сталь марки ТР 316L ASTM
15	Масса	кг	~ 632000	~ 534000

Эффективность модернизации и разработки

Эффективность модернизации для Ростовской АЭС, блок № 3 и Балаковской АЭС, блок № 1 до и после модернизации представлены в таблицах 3 и 4 соответственно.

Таблица 3

Ростовская АЭС, блок № 3

№ п/п	Расчетная температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С	Прирост ($\Delta N_{\text{э}}$) электрической мощности турбоустановки на зажимах генератора с конденсатором типа К-33180, МВт
1	$T_{\text{охл.}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta N_{\text{э}} = + 0,17$
2	$T_{\text{охл.}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta N_{\text{э}} = + 0,75$
3	$T_{\text{охл.}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta N_{\text{э}} = + 1,8$
4	$T_{\text{охл.}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta N_{\text{э}} = + 2,8$

Таблица 4

Балаковская АЭС, блок № 1

№ п/п	Расчетная температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С	Прирост ($\Delta N_{\text{э}}$) электрической мощности турбоустановки на зажимах генератора с конденсатором типа К-38080, МВт
1	$T_{\text{охл.}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta N_{\text{э}} = + 1,1$
2	$T_{\text{охл.}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta N_{\text{э}} = + 2,2$
3	$T_{\text{охл.}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta N_{\text{э}} = + 3,1$
4	$T_{\text{охл.}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta N_{\text{э}} = + 4,5$
5	$T_{\text{охл.}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta N_{\text{э}} = + 5,4$

Список литературы: 1. Кирсанов, И.Н. Конденсационные установки [Текст] / И.Н. Кирсанов. – М.: Энергия, 1965. 2. Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций [Текст] / д.т.н. Л.Д. Берман, инж. Э.П. Зернова // Всесоюзный дважды ордена Трудового Красного Знамени теплотехнический научно-исследовательский институт им Ф.Э. Дзержинского (ВТИ). – М.: Союзтехэнерго, 1982.

© Швецов В.Л., Усс А.Н., Гаврилова В.В., 2012
Поступила в редколлегию 23.02.12

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.И. ДОЛГОВ, соискатель НТУ «ХПИ»;
О.А. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

ПРИМЕНЕНИЕ 2D МОДЕЛЕЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Показана возможность 2D расчета температурных полей для охлаждаемых элементов газовых турбин с учетом теплоотдачи в каналах охлаждения, расположенных параллельно расчетного сечения, с помощью источников теплоты. Оценена погрешность такого расчета температуры деталей, которая может иметь место в практически важных случаях.

Показана можливість 2D розрахунку температурних полів для охолоджуваних елементів газових турбін з урахуванням тепловіддачі в каналах охолодження, розташованих паралельно розрахункового перетину, з допомогою джерел теплоти. Оцінена похибка такого розрахунку температури деталей, яка може мати місце в практично важливих випадках.

It was demonstrated the possibility of the 2D thermal analysis for gas turbine components by replacing heat transfer in cooling channels, that was arranged parallel to the cross section, on the heat sources. It was estimated error in the calculation of the temperature of the parts, which may occur in cases of practical importance.

Расчет систем охлаждения газовых турбин предполагает решение сопряженной задачи снабжения воздухом внутренних каналов охлаждаемых деталей и теплопроводности этих деталей. Практическая реализация сопряженной задачи может быть выполнена с помощью программного комплекса *ТНА* [1].

Рассмотрим особенности расчета температурного состояния деталей турбин, которые за редким исключением должны рассматриваться как 3D объекты. Однако решение задачи теплопроводности в трехмерной постановке затруднительно и поэтому такой расчет выполняется на турбиностроительных предприятиях главным образом на этапе верификации разработанной системы охлаждения.

Анализ конструкций турбин показывает, что задача теплопроводности для корпуса и ротора может решаться как осесимметричная за исключением некоторых важных особенностей конструкций, которые сводят задачу к трехмерной постановке. Такими особенностями являются многочисленные стыки в разрезном корпусе, зазоры между ободом диска и хвостовиками лопаток, лопатки, установленные в диск и корпус, и другие элементы, играющие важную роль в организации систем охлаждения.

В связи с этим на этапе предварительного анализа целесообразно решать плоские и осесимметричные задачи теплопроводности для лопаток, корпуса, ротора турбин, заменяя при этом особенности конструкции, создающие трехмерность, равномерно распределёнными источниками или стоками теплоты в областях их размещения. Такой подход, несмотря на его очевидные достаточно грубые допущения, позволяет с достаточной точностью выполнить анализ системы охлаждения ротора, корпуса или турбины в целом за приемлемое для практики время и при невысоких требованиях к вычислительной технике.

Краевая задача теплопроводности в общем случае описывается уравнением [2, 3]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q + RT = C_p \rho \frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (1)$$

с граничными условиями:

– первого рода

$$T = T_c; \quad (2)$$

– второго

$$q = -\left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z\right); \quad (3)$$

– третьего рода

$$\alpha(T - T_{жк}) = -\left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z\right). \quad (4)$$

В уравнении теплопроводности присутствуют два члена Q и R , отражающие влияние внутренних источников теплоты. Первый из них не зависит от температуры тела и может быть представлен как

$$Q = \frac{P}{V} Q_1, \quad (5)$$

где P – мощность источника (например, электрического) в объеме V . Члены Q_1 и R определяются граничными условиями теплообмена 3 рода внутри пористого тела или во внутренних каналах охлаждения, которые располагаются дискретно в сечениях параллельных рассматриваемому расчетному сечению в двумерной задаче или параллельно оси вращения в осесимметричной задаче. Эти граничные условия могут быть представлены как

$$Q_k = \alpha(T - T_{жк}) \frac{A}{V} = \alpha \frac{A}{V} T - \alpha \frac{A}{V} T_{жк}, \quad (6)$$

где A – поверхность теплообмена.

Отсюда

$$R = \alpha \frac{A}{V}; \quad (7)$$

$$Q_1 = -\alpha T_{жк} \frac{A}{V}. \quad (8)$$

Таким образом, указанная проблема решается путем задания двух источников теплоты, один из которых зависит от температуры тела, а другой нет.

Впервые этот подход был апробирован в [4] и в дальнейшем неоднократно использовался в расчетах систем охлаждения газовых турбин. К сожалению, аналитическая оценка погрешности расчета в упрощенной двумерной постановке в общем случае произведена быть не может. Поэтому такая оценка выполнена на основе сопоставления результатов решения задачи теплопроводности для некоторых деталей с введением источников теплоты и при точном задании граничных условий.

На рис. 1 схематично зображено якорь електромотора, на выступаючих частих якого розміщені чотири обмотки, виділяючі теплоту при проходженні електричного тока.

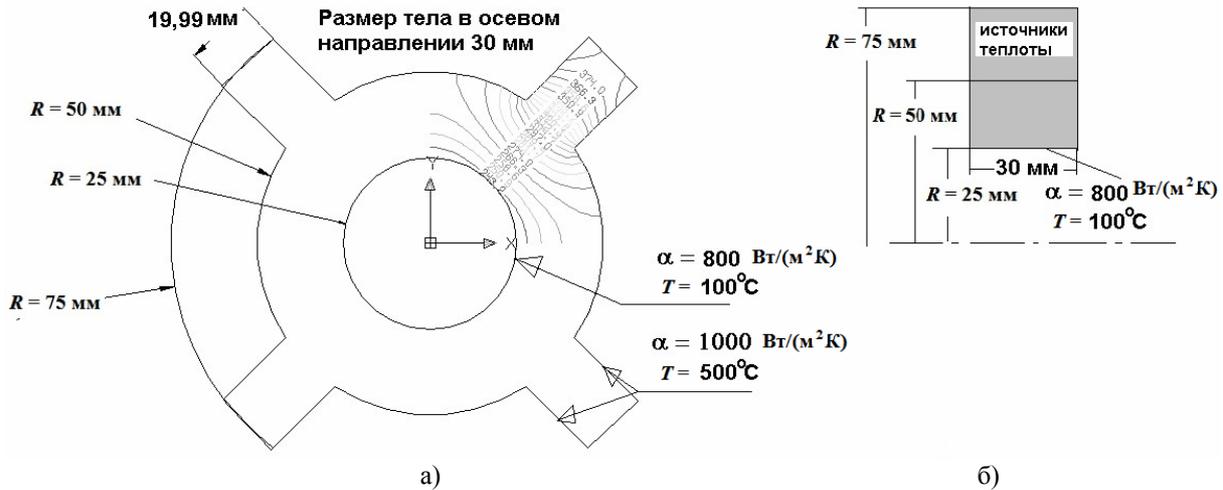


Рис. 1. Математическая модель якоря электромотора в плоской (а) и осесимметричной (б) постановках

Обмотки не показаны на рисунке, но их влияние учтено путем задания эквивалентных граничных условий на плоскостях выступов, параллельных оси вращения. Температура среды при этом была завышена по отношению к действительной, для того чтобы более отчетливо проявились отличия в двух подходах. Отвод теплоты осуществляется с внутренней цилиндрической поверхности прокачкой воздуха. Толщина якоря составляла 30 мм. Перетоком теплоты в направлении оси вращения пренебрегалось. Очевидно, что описанная задача полностью соответствует плоской 2D модели (рис. 1а), так как условия заданы на границах объекта. Если решать задачу в осесимметричной постановке (рис. 1б), то предварительно следует заменить подвод теплоты на боковых поверхностях выступов на равномерно распределенные источники теплоты, действие которых ограничено областью расположенной между радиусами 50 и 75 мм.

Определим компоненты источника теплоты. Общий тепловой поток к якорю равен

$$Q = \alpha(T - T_{жс})F = 1000(T - 500)F,$$

где $F = (75 - 50) \cdot 30 \cdot 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ – площадь поверхности теплообмена. Объем полого цилиндра, охватывающий выступы равен $V = \pi(75^2 - 50^2) \cdot 30 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3$. Тогда значение удельного тепловыделения в указанном объеме равно

$$q_v = \frac{Q}{V} = \frac{1000(T - 500) \cdot (75 - 50) \cdot 30 \cdot 8 \cdot 10^{-6}}{\pi(75^2 - 50^2) \cdot 30 \cdot 10^{-9}} = 0,02037(T - 500) \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3};$$

$$R = 0,02037 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}; \quad Q_1 = 10,185 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3}.$$

Пренебрегая теплоемкостью воздуха, определим с учетом пустот теплопроводность цилиндра, охватывающего выступы, как

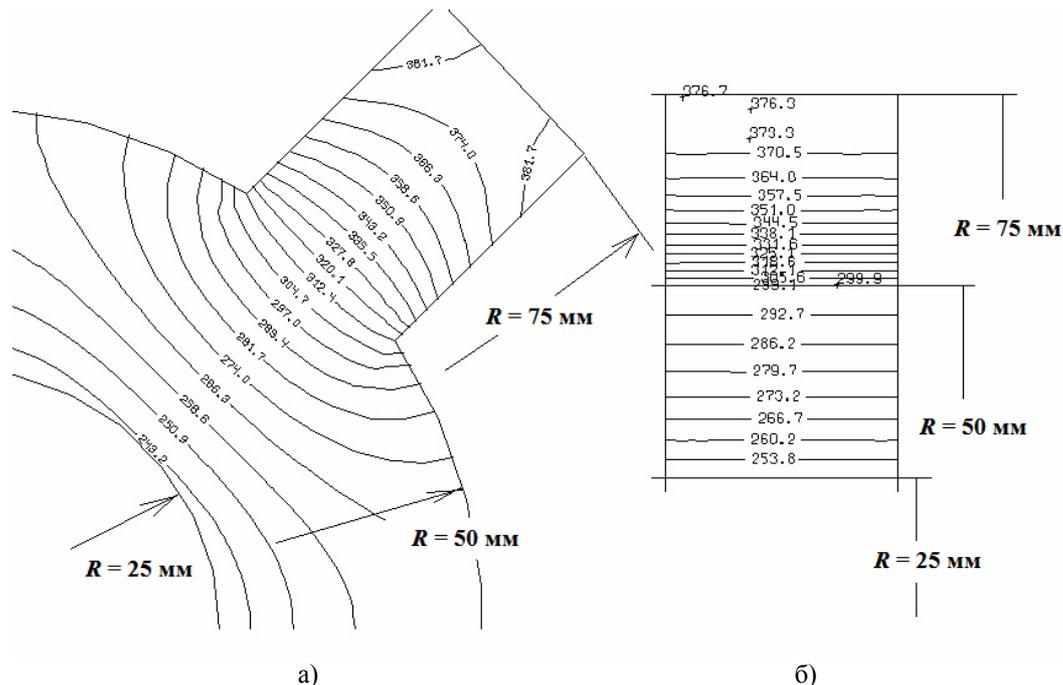


Рис. 2. Сравнение результатов расчета температурного состояния ротора в плоской (а) и осесимметричной (б) постановках

$$\bar{\lambda} = \lambda \frac{4 \cdot (75 - 50) \cdot 20 \cdot 30}{\pi (75^2 - 50^2) \cdot 30} = 0,2037 \cdot \lambda,$$

где λ – теплопроводность материала якоря.

Сопоставление результатов расчетов для моделей рис. 2а и рис. 2б показало, что температуры в сходственных точках могут отличаться значительно. Так в области соединения выступа с цилиндрической частью якоря отличие температур составляло (15–20) °С. На внутренней поверхности якоря эта величина была менее 2 °С, на внешнем торце выступа – 12 °С.

Очевидно, что отмеченное расхождение результатов обусловлено не только заменой дискретного подвода теплоты на равномерно распределенные источники, но и тем обстоятельством, что только малая часть полого цилиндра, охватывающего выступы, была занята металлом. Можно было бы ожидать лучших результатов, если количество выступов было бы больше, т.е. при более равномерном подводе теплоты в окружном направлении.

Рассмотрим обод диска газовой турбины, теплота к которому поступает за счет теплопроводности от лопаток и конвекцией от газа, омывающего торцевую поверхность межпрофильного канала. Суммарно подвод теплоты был учтен заданием на цилиндрической поверхности обода диска коэффициента теплоотдачи от газа равного 1500 Вт/(м²·К) и температурой газа равной 1000 °С. В действительности теплота от диска отводится к воздуху с боковых поверхностей диска и путем прокачки воздуха через монтажные зазоры между хвостовиком лопаток и поверхностями пазов в дисках. Упростим в данном случае задачу и зададим граничные условия только на боковых поверхностях диска, задав коэффициент теплоотдачи равный 1000 Вт/(м²·К) и температуру воздуха 400 °С (рис. 3). Задача была решена в осесимметричной

постановке (рис. 3а) с учетом описанных граничных условий. В варианте, изображенном рис. 3б решение было также выполнено в осесимметричной постановке, но вместо условий на боковых поверхностях, были заданы стоки теплоты в заштрихованном кольцевом объеме.

Сопоставление результатов показало некоторые отличия локальных значений температуры в рассмотренных вариантах. В варианте на рис. 3а в целом температура выше, чем в варианте на рис. 3б. Максимальное отличие температур доходило до (20–25) °С. В тоже время отличия среднеинтегральной температуры составляло всего (13–15) °С. Тепловой поток, подведенный к внешней части обода, оказался всего на 8 % больше в варианте на рис. 3б по сравнению с вариантом рис. 3а.

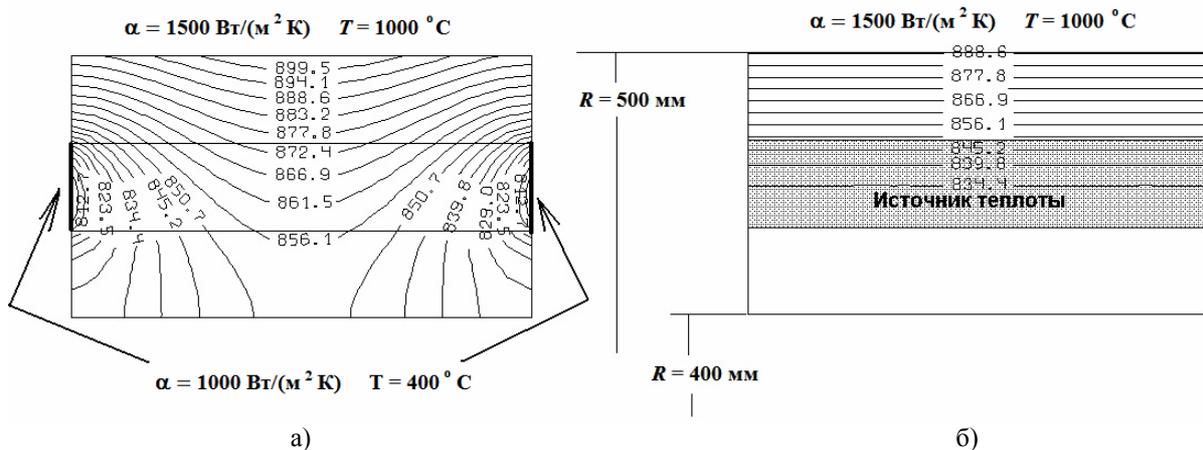


Рис. 3. Тепловое состояние модели обода диска газовой турбины:

а – плоская двумерная постановка задачи; б – осесимметричная постановка задачи со стоком теплоты, имитирующем отвод теплоты с боковых поверхностей варианта (а)

Рассмотрим охлаждение обода диска турбины путем прокачки воздуха через монтажные зазоры, расположенные между зубьями хвостовика лопатки и зубьями в пазах диска турбины. Расчеты, как и в предыдущих примерах, были выполнены для фрагмента обода диска с хвостовиком лопатки (рис. 4) в 2D плоской и осесимметричной постановках.

Анализ результатов показал, что при правильном задании условий (рис. 4а) температура на одном и том же радиусе оказалась больше на (15–20) °С по сравнению с вариантом, в котором использовалось осредненное задание граничных условий с помощью равномерно распределённых стоков теплоты. Максимальное отличие составляло 35 °С. Температуры диска на меньших радиусах, т.е. ниже монтажных зазоров, близки друг другу в обоих вариантах расчета. Средние значения температур на каждом из радиусов в варианте на рис. 4а приближаются к значениям температур в варианте на рис. 4б. Теплота, подведенная к внешней части обода и в данном случае, оказалась всего на 8 % больше в варианте на рис. 4б по сравнению с вариантом на рис. 4а.

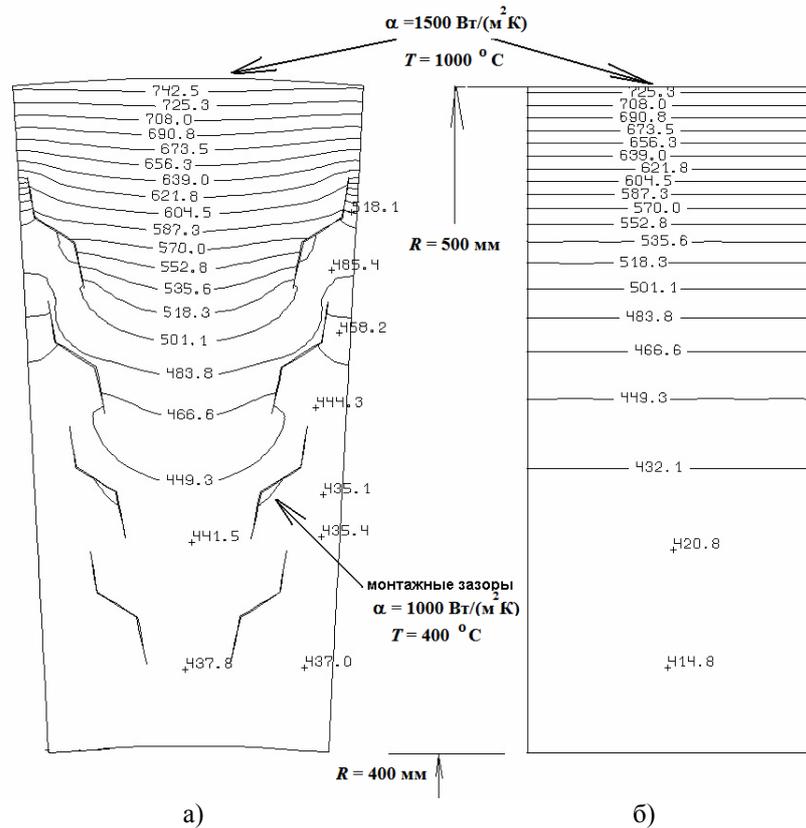


Рис. 4. Тепловое состояние обода диска и хвостовика лопатки в плоской (а) и осесимметричной (б) постановках

Выводы:

1 Сведение трехмерной задачи теплопроводности к двумерной с помощью задания внутренних равномерно распределенных источников теплоты позволяет рассчитывать системы охлаждения основных элементов газовой турбины или турбины в целом. Однако при этом следует иметь в виду, что в результате такого расчета получаются температуры, которые отражают состояние деталей в среднем в тех областях, где заданы источники теплоты. Вне этих областей точность расчета температуры значительно выше.

2 После выполнения упрощенного расчета в соответствии с п. 1 следует провести точный 3D расчет, опираясь на полученные в п. 1 граничные условия теплообмена в каналах охлаждения.

Список литературы: 1. Тарасов, А.И. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) [Текст] / А.И. Тарасов, А.И. Долгов: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия. 2. Шабров, Н.Н. Метод конечных элементов в расчетах деталей тепловых двигателей [Текст] / Н.Н. Шабров. – Л.: Машиностроение, 1983. – 212 с. 3. Сегерлинд, Л. Применение метода конечных элементов [Текст]: пер. на русск. язык Шестакова А.А. / Л. Сегерлинд. – М.: изд-во «Мир». – 1979. – 392 с. 4. Тарасов, А.И. Особенности решения задач нестационарной теплопроводности методом конечных элементов [Текст] / А.И. Тарасов, В.И. Челак // Энергетическое машиностроение.– Харьков, 1986. – Вып. 42. – С. 94-101.

© Тарасов А.И., Долгов А.И., Литвиненко О.А., 2012
Поступила в редколлегию 24.02.12

УДК 621.165

О.В. КИСЛОВ, канд. техн. наук; доц. Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков

**ОЦЕНКА ПОТРЕБНОГО КОЛИЧЕСТВА ВОДЯНОГО ПАРА
ДЛЯ КОНВЕКТИВНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК
ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ КОНВЕРТИРОВАННОГО ГТД**

Предлагается формула для расчета относительного расхода охладителя при его замене. Эта формула удобна для оценки расхода перегретого водяного пара, используемого вместо воздуха при конвективном охлаждении лопаток газовых турбин.

Пропонується формула для розрахунку відносних витрат охолоджувача при його заміні. Ця формула зручна для оцінки витрат перегрітої водяної пари, яка використовується замість повітря при конвективному охолодженні лопаток газових турбін.

It was proposed the formula for calculating cooling fluid relative mass flow. This formula is comfortable for the estimation of relative mass flow of the overheated steam, that is used instead of air for cooling of gas turbine blades.

При конвертировании авиационных двигателей в наземные ГТУ появляется возможность использовать в качестве охладителя водяной пар, что позволяет уменьшить отбор воздуха из компрессора на охлаждение и увеличить расход газа в турбине. Это благоприятно сказывается на мощностях и внутреннем КПД ГТУ.

Известны методы расчета температурного состояния охлаждаемых лопаток газовой турбины на основе применения критериальных уравнений конвективного теплообмена и на основе численного решения дифференциальных уравнений течения и теплообмена [1, 2].

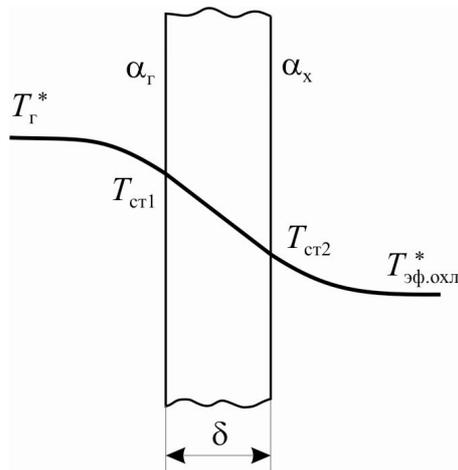


Рис. Распределение температуры в окрестности стенки

Кроме сложностей, связанных с численным решением системы дифференциальных уравнений в частных производных, применение этих методов усложняется необходимостью задания геометрии внутреннего и внешнего каналов, которая характеризуется наличием различных конструктивных особенностей канала охладителя, обусловленных стремлением интенсифицировать теплообмен. А при отсутствии подробной информации о геометрии лопаток турбин применение методов [1, 2] вообще невозможно.

При конвертировании авиационного ГТД появляются дополнительные условия, сочетание которых с условием неизменности температурного состояния стенки турбинной лопатки при замене охладителя, позволяет

оценить изменение потребного расхода охладителя.

Целью статьи является получение формулы для расчета соотношения расходов охладителей, обеспечивающих неизменность температурного состояния стенки турбинной лопатки, и оценка потребного расхода перегретого водяного пара при

использовании его в качестве охладителя вместо воздуха.

Формулу для расчета соотношения расходов охладителя можно получить, основываясь на том, что геометрия и материал турбинных лопаток при охлаждении воздухом и водяным паром одинаковы, а изменение внешнего обтекания турбинной лопатки пренебрежимо мало. Поэтому при сохранении температурного состояния лопатки неизменны коэффициент теплоотдачи со стороны горячего теплоносителя α_r и температура газов T_r^* (рис.).

Кроме того, эффективная температура охладителя $T_{\text{эф.охл}}^*$ должна быть связана с коэффициентом теплоотдачи со стороны охладителя α_x . Это следует из того, что при неизменности $T_{\text{ст1}}$, $T_{\text{ст2}}$, T_r^* , α_r и $\delta/\lambda_{\text{ст}}$ требуется неизменность удельного теплового потока от стенки к охладителю

$$q = \alpha_r (T_r^* - T_{\text{ст1}}) = \frac{T_{\text{ст1}} - T_{\text{ст2}}}{\delta/\lambda_{\text{ст}}} = \alpha_x (T_{\text{ст2}} - T_{\text{эф.охл}}^*). \quad (1)$$

При отклонении $T_{\text{эф.охл}}^*$ от расчетной величины должен изменяться коэффициент теплоотдачи со стороны охладителя α_x . Отклонение коэффициента теплоотдачи со стороны охладителя удобно характеризовать отношением $\alpha_{\text{п}}/\alpha_{\text{в}} = \bar{\alpha}$. Здесь индексами «п» и «в» обозначены параметры пара и воздуха. Величина $\bar{\alpha}$ может быть определена по известным параметрам конвертируемого ГТД и новому значению $T_{\text{эф.охл}}^*$ из условия неизменности удельного теплового потока q .

Соотношение расходов разных охладителей, обеспечивающих соблюдение температурного состояния стенки турбинной лопатки может быть получено с помощью критериальных уравнений конвективного теплообмена вида $Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^m$

$$\frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{в}}} = \frac{G_{\text{п}}/F}{G_{\text{в}}/F} = \frac{(\rho c)_{\text{п}}}{(\rho c)_{\text{в}}} = \frac{Re_{\text{п}} \frac{\mu_{\text{п}}}{d_{\text{экв}}}}{Re_{\text{в}} \frac{\mu_{\text{в}}}{d_{\text{экв}}}} = \frac{Re_{\text{п}} \mu_{\text{п}}}{Re_{\text{в}} \mu_{\text{в}}}.$$

При сохранении режима течения охладителя можно получить

$$\frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{в}}} = \left(\frac{Nu_{\text{п}}}{A \cdot Pr_{\text{п}}^m} \right)^{1/n} \cdot \left(\frac{A \cdot Pr_{\text{в}}^m}{Nu_{\text{в}}} \right)^{1/n} \cdot \frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}}} = \left(\frac{Nu_{\text{п}}}{Nu_{\text{в}}} \right)^{1/n} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{в}}}{Pr_{\text{п}}} \right)^{m/n} \cdot \frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}}}.$$

При известном $\bar{\alpha}$ можно найти отношение чисел Нуссельта Nu

$$\frac{\alpha_{\text{п}}}{\alpha_{\text{в}}} = \frac{Nu_{\text{п}} \cdot \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{экв}}} \bigg/ \left(\frac{Nu_{\text{в}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{экв}}} \right) = \frac{Nu_{\text{п}} \cdot \lambda_{\text{п}}}{Nu_{\text{в}} \cdot \lambda_{\text{в}}} = \bar{\alpha} \quad \text{или} \quad \frac{Nu_{\text{п}}}{Nu_{\text{в}}} = \bar{\alpha} \frac{\lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\text{п}}}.$$

С учетом этого соотношения получается формула для соотношения расходов охладителей

$$\bar{G}_{\text{п}} = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{в}}} = \left(\frac{\bar{\alpha} \lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\text{п}}} \right)^{1/n} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{в}}}{Pr_{\text{п}}} \right)^{m/n} \cdot \frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}}}. \quad (2)$$

То есть, при сохранении режима течения охладителя и температурного состояния турбинной лопатки относительный расход пара зависит от теплофизических свойств охладителей и температуры охладителя $T_{\text{эф.охл}}^*$ (через отношение $\bar{\alpha}$) и не зависит от геометрии канала.

Обычно с целью увеличения теплоотдачи от стенки лопатки течение охладителя является турбулентным. Для турбулентного течения $n \approx 0,8$, а $m \approx 0,33$ [3].

Полученная формула позволяет сделать количественные оценки.

Наиболее просто получить оценку потребного соотношения расходов охладителей при одинаковости их эффективных температур. Тогда из уравнения (1) следует одинаковость коэффициентов теплоотдачи для пара и воздуха и $\bar{\alpha} = 1$, что приводит формулу (2) к виду

$$\bar{G}_n = \frac{G_n}{G_b} = \left(\frac{\lambda_b}{\lambda_n} \right)^{1/n} \cdot \left(\frac{Pr_b}{Pr_n} \right)^{m/n} \cdot \frac{\mu_n}{\mu_b}. \quad (3)$$

С учетом того, что [4] $Pr_n = 0,89 \dots 0,91$ при температуре $t = (300 \dots 700)^\circ\text{C}$, $\lambda_n = 5,51 \cdot 10^{-2} \dots 6,98 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ при $t = (380 \dots 500)^\circ\text{C}$ и давлении $p = 2 \text{ кг/см}^2$, а увеличение давления до 100 кг/см^2 приводит к увеличению λ_n до $7,92 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ при $t = 500^\circ\text{C}$; $\mu_n = 23,3 \cdot 10^{-6} \dots 33,7 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$, можно принять следующие характерные значения параметров пара: $Pr_n = 0,90$; $\lambda_n = 7 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$; $\mu_n = 30 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$. Аналогично для охлаждающего воздуха [4] $Pr_b = 0,699$; $\lambda_b = 6,22 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$; $\mu_b = 37 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Подстановка численных значений в формулу (3) дает величину $\bar{G}_n = \frac{G_n}{G_b} = 0,63$.

То есть, для обеспечения неизменного температурного состояния стенки турбинной лопатки при использовании в качестве охладителя перегретого водяного пара требуется приблизительно 63 % от расхода охлаждающего воздуха при условии одинаковости эффективных температур охладителей.

Полученный результат практически совпадает с результатами, полученными прямыми методами расчета теплового состояния стенки лопатки турбины [2].

Полученные формулы (2), (3) могут быть использованы для оценки потребного количества охладителя при замене охладителя в турбинных лопатках конвертированного ГТД.

Список литературы: 1. Дмитриенко, А.В. Основы тепломассообмена и гидродинамики в однофазных и двухфазных турбулентных средах. Критериальные, интегральные, статистические и прямые численные методы моделирования [Текст] / А.В. Дмитриенко. – М.: ЛАТМЭС, 2008. – 396 с. 2. Тарасов, А.И. Сравнительная эффективность парового и воздушного охлаждения диска и лопаток газовой турбины [Текст] / А.И. Тарасов, А.А. Гуринов, Чан Конг Шанг // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2006. – № 5. – С. 47-52. 3. Нащокин, В.В. Техническая термодинамика и теплопередача [Текст]: учеб. пособие для вузов / В.В. Нащокин. – 3-е изд. – М.: Высшая школа, 1980. – 469 с. 4. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы [Текст]: справ. / Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергия, 1980. – 528 с.

© Кислов О.В., 2012

Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.452.3.034

Ю.В. РУБЛЕВСКИЙ, ведущий конструктор ГП «Ивченко-Прогресс»,
Запорожье;
В.Н. ДОЦЕНКО, д-р техн. наук; проф. НАКУ «ХАИ», Харьков

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ЩЕТОЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД И СТАЦИОНАРНЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Представлено состояние работ по исследованию щеточных уплотнений (ЩУ) для снижения утечек в авиационных ГТД и стационарных энергоустановках. Выполнены экспериментальные исследования разных вариантов ЩУ и сравнение их эффективности с традиционными уплотнениями. Установлено, что изменяя параметры ЩУ можно обеспечить их трудоспособность в разных условиях эксплуатации.

Представлений стан робіт з дослідження щіткових ущільнень (ЩУ) для зниження витоків в авіаційних ГТД і стаціонарних енергоустановках. Виконані експериментальні дослідження різних варіантів ЩУ й порівняння їх ефективності із традиційними ущільненнями. Установлене, що змінюючи параметри ЩУ можна забезпечити їхню працездатність у різних умовах експлуатації.

The condition of works research BS for decrease in leaks in aviation GTE and stationary power-house is presented. Experimental researches of various variants BS and comparison of their efficiency with tradition seals are executed. It is established, that changing parametres BS it is possible to provide their working capacity in various conditions of operation.

Введение

Создание новых и модификация ранее разработанных авиационных ГТД и стационарных энергоустановок выдвигают в настоящее время особые требования к повышению их эффективности. Уменьшение непроемких утечек одно из главных направлений решения этой задачи. Снижение утечек достигается за счет совершенствования уплотнений.

Лабиринты это основной вид уплотнения между статорными и роторными узлами в турбостроении сегодня. Утечки через лабиринтное уплотнение зависят от многих факторов таких как: их конструктивное исполнение, технологии изготовления, величина радиального зазора, количество и геометрии гребешков, динамика взаимных перемещений ротора и статора.



Рис. 1. Фрагмент ЩУ

Ведущие мировые разработчики авиационных и стационарных газотурбинных двигателей затрачивают значительные усилия на разработку, испытания и внедрение более эффективных уплотнений, одними из которых являются щеточные уплотнения.

Щеточные уплотнения (рис. 1) представляют собой кольцевую щетку из металлических проволочек малого диаметра из сплавов на

основе никеля, хрома, кобальта, вольфрама или неметаллических волокон. Проволочки располагаются под углом к сопрягаемой поверхности ротора с целью уменьшения трения волокон щеточного уплотнения о роторную деталь.

Для достижения требуемых показателей новых разработок широко используются специальные программы финансируемые правительством. В рамках выполнения таких программ обрабатывались элементы и узлы двигателей, для создания научно-технического задела проводятся исследования и разработки новых видов уплотнений.

Зарубежные информационные источники говорят об отработке и проверке работоспособности и эффективности новых видов уплотнений на фирмах «Роллс-Ройс», «Дженерал Электрик», Пратт-Уитни, Сименс, Мицубиси, Вестенхауз и ряде других фирм, занимающихся разработкой и эксплуатацией авиационных и стационарных ГТД. Для примера в около 70 ГТД GE работают 205 ЩУ, их суммарная наработка составляет 1,4 млн. часов, а на одном из двигателей GE90 достигнута наработка свыше 40000 часов. В NASA выполнены работы по прямому сравнению расхода воздуха через лабиринтное и щеточное уплотнения на двигателе YТ-700 [1].

Оценки показывают, что снижение утечек воздуха в газотурбинном двигателе на 1 % сокращает величину удельного расхода топлива на 0,4 %. На основании статистических данных 2004 года это могло бы обеспечить только американским авиационным компаниям экономию 200 миллионов литров топлива в год. А годовая экономия во всем мире составила бы более миллиарда литров горючего [2].

Результаты исследований

На ГП «Ивченко-Прогресс» накоплен значительный опыт проведения работ по отработке конструкции и технологии изготовления ЩУ. Разработана методика проверок расходных характеристик и работоспособности различных вариантов ЩУ.

В ходе проведения комплекса испытаний на специально изготовленных установках были определены расходные характеристики различных вариантов щётчных уплотнений, сравнение расходных характеристик щётчных и лабиринтных уплотнений (рис. 2), а так же влияние эксплуатационных факторов на их расходные характеристики.

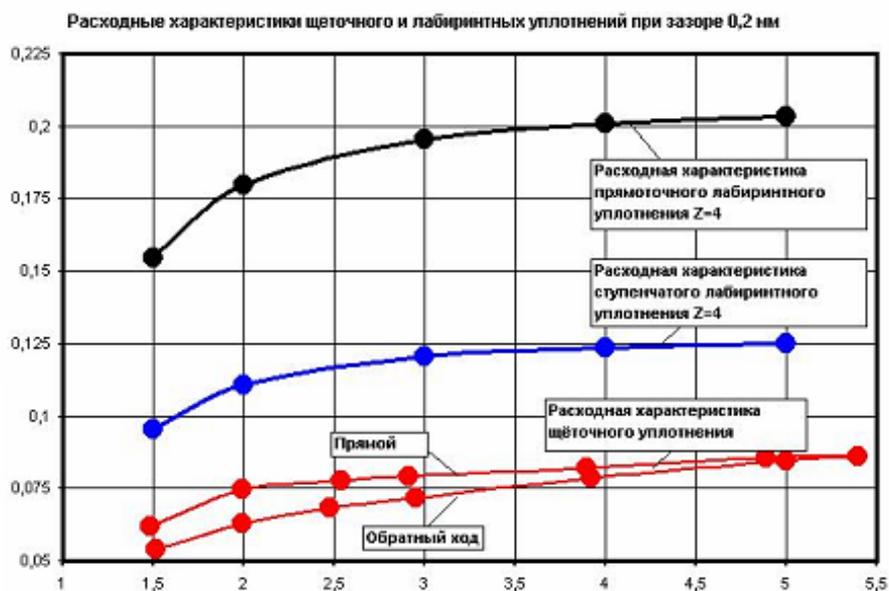


Рис. 2. Сравнение расходных характеристик лабиринтных и щеточных уплотнений

Результаты данных работ позволили перейти к внедрению ЩУ в конструкцию авиационных и стационарных турбин.

На экспериментальном авиационном двигателе Д-27 была выполнена работа по прямому сравнению эффективности системы лабиринтных и щеточных уплотнений в системе компенсации осевого усилия (КОУ) турбины винтовентилятора (рис. 3).

Условия работы системы уплотнений: обороты ротора турбины винтовентилятора (ТВВ) 8440 об/мин, линейные скорости в уплотнениях до 160 м/с, давление воздуха в разгрузочной полости компенсации осевого усилия на шарикоподшипник ротора ТВВ 710 кПа, температура 420 °С.

Для оценки эффективности исследуемых щеточных уплотнений выполнялась специальная препарировка для замера давления в полости КОУ и для замера давлений и температур воздуха в трубопроводе подвода воздуха на компенсацию осевого усилия (для определения расхода воздуха). Препарированный трубопровод подвода воздуха перед постановкой на двигатель проходил специальную тарировку «холодной» продувкой с целью определения расходной характеристики. Для определения температурного состояния детали щеточного уплотнения препарировались датчиками ИМТК (измеритель максимальной температуры кристаллический).

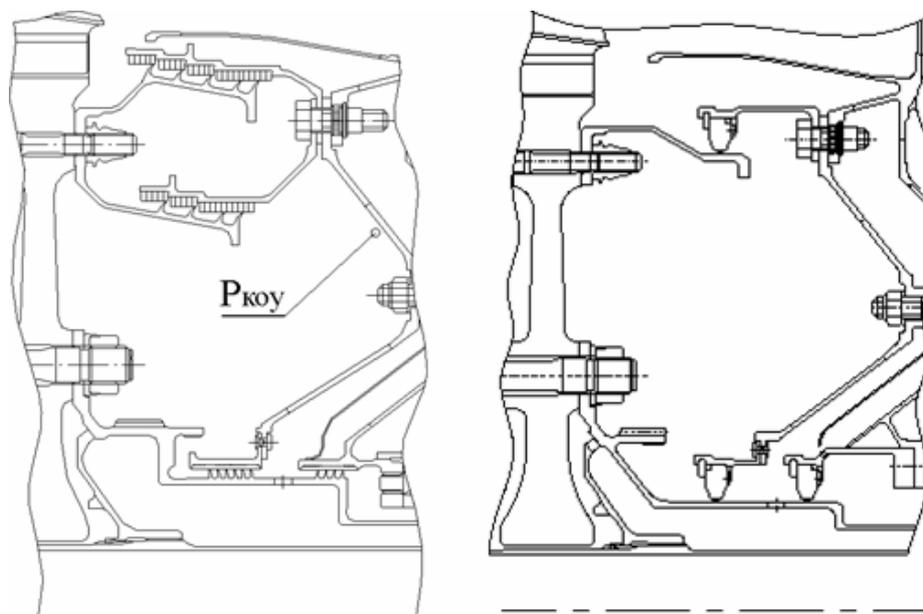


Рис. 3. ЩУ в системе компенсации осевого усилия ТВВ авиационного двигателя

Выполненные работы показали, что данная система ЩУ по эффективности эквивалентна двойному ступенчатому лабиринтному уплотнению с 9-ю гребешками.

В настоящее время продолжают работы по введению ЩУ в конструктивный профиль экспериментального авиационного двигателя.

На базе выполненных работ выполнен комплекс расчетных исследований по улучшению эксплуатационных характеристик турбины наземного применения за счет внедрения ЩУ. Задача заключалась в том, что бы с минимальными переделками и при сохранении исходной конструкции обеспечить возможность установки ЩУ в турбине (рис. 4).

Условия работы системы уплотнений: обороты ротора турбины 8650 об/мин, линейные скорости в уплотнениях до 177 м/с, давление воздуха в разгрузочной полости 4 кГ/см², температура 350 °С.

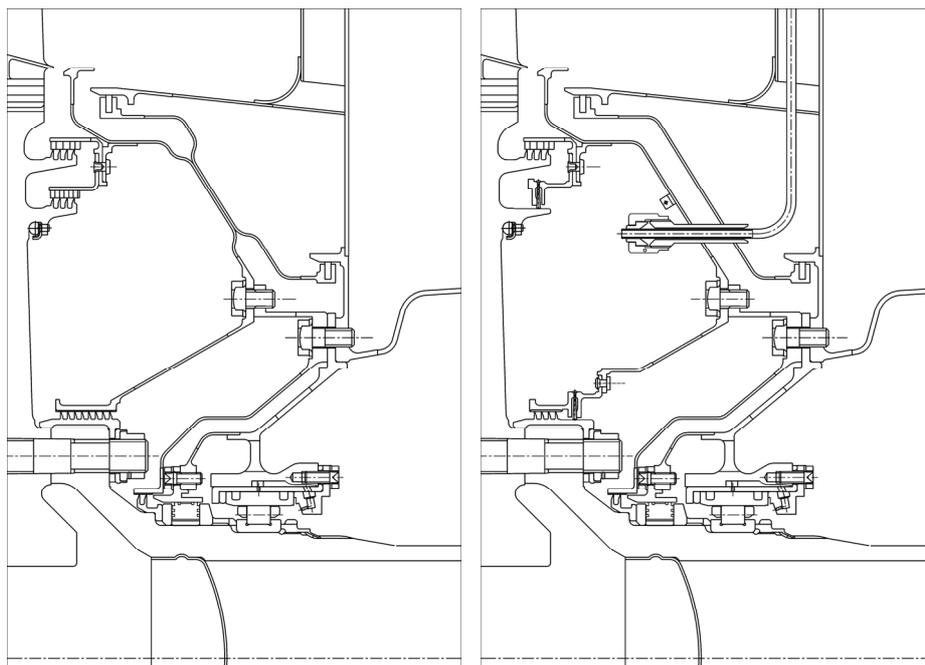


Рис. 4. ЩУ в турбине ГТП наземного применения

Расход воздуха через уплотнения разгрузочной полости уменьшается на 0,5 %, при этом температура газа на входе в ТВД снижается на 4°, а ресурс рабочей лопатки ТВД может быть увеличен на 3000 ч.

По результатам расчётных исследований выпущена конструкторская документация и изготовлены экспериментальные образцы для проверки эффективности мероприятий на изделии АИ-336-6,3.

На работоспособность ЩУ влияют множество конструктивно-технологических параметров, основные из которых: высота уплотнительного элемента, диаметр микропроволочек и их материал, толщина уплотнительного элемента, угол наклона микропроволочек. Изменяя эти параметры ЩУ можно добиваться оптимальных условий работы щеточного уплотнения. ЩУ можно с успехом применять там, где необходимо разделить две среды. При этом, как сообщает R.C. Hendricks, перепад давлений может достигать 10 кг/см², линейные скорости в уплотнениях 160 м/с, а температура 680 °С [1].

За рубежом щеточные уплотнения повсеместно применяется практически во всех отраслях промышленности. По данным фирмы Sealeze такие уплотнения могут значительно повысить эффективность вентилятора подачи воздуха в котёл-подогреватель ТЭС. Некоторые устройства с такими уплотнениями были в эксплуатации в течение восьми лет между инспекциями.

Радиальные, осевые и окружные металлических полосы устанавливаемые в настоящее время на поворотном регенеративном подогревателе воздуха разработаны почти столетие назад. К сожалению металлическая полоса деформируется сразу же после установки. Это приводит к большим перетеканиям воздуха, увеличению потребляемой мощности вентилятора и росту расхода топлива.

Щеточные уплотнения (рис. 5) идеально подходят для замены полосы стали на регенеративных подогревателях воздуха. Жесткие уплотнения быстро изнашиваются, так как они не в состоянии соответствовать неровности поверхности и разного размера

зазора. Полосы уплотнения также уязвимы к повреждениям при больших перепадах давления и расширение за счет повышения температуры (рис. 6).



Рис. 5. Общий вид щеточного уплотнения фирмы Sealeze

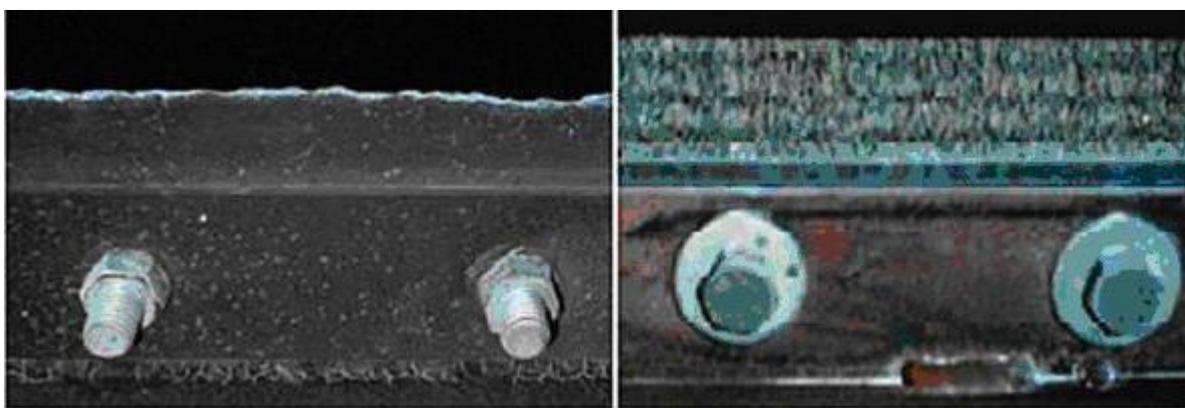


Рис. 6. Степень износа очевидна при сравнении металлической полосы уплотнения (слева) и нового щеточного уплотнения (справа). По материалам фирмы Sealeze

Эффект от применения щеточных уплотнений может быть значительным. Улучшение уплотнений подогревателя воздуха ведет к увеличению КПД котла и может снизить расход топлива на 2 %. В условиях США, при поставочной стоимости угля 80 \$ за тонну, годовая экономия составляет почти 3 млн. \$.

Выводы

Прогрессивные конструкторско-технологические решения, отработанные в аэрокосмической отрасли промышленности необходимо применять в стационарных энергоустановках, где они могут дать значительный экономический эффект.

Применение новых видов уплотнений, таких как щеточные уплотнения, является одним из эффективных путей сбережения энергоресурсов, что особенно актуально в настоящее время для энергетики Украины.

Список литературы: 1. *Hendricks, R.C.* Relative Performance Comparison Between Baseline Labyrinth and Dual-Brush Compressor Discharge Seals in a YF-700 Engine Test [Text] / R.C. Hendricks, T.A. Griffin and T.R. Kline, K.R. Csavina, A. Pancholi and D. Sood // NASA Technical Memorandum 106360. – 1994. – 23 p.
2. *Chupp, R.E.* Sealing in Turbomachinery [Text] / R.E. Chupp, R.C. Hendricks, S.B. Lattime, B.M. Steinetz // NASA (Glen Research Center, Cleveland, Ohio) / TM (Timken Company, North Canton, Ohio), August 2006.

© Рублевский Ю.В., Доценко В.Н., 2012
Поступила в редколлегию 20.02.12

УДК 621.165

В.Л. ШВЕЦОВ, главный конструктор паровых и газовых турбин
ОАО «Турбоатом», Харьков;

И.Н. БАБАЕВ, канд. техн. наук; начальник отдела СКБ «Турбоатом»,
Харьков

РЕЗУЛЬТАТЫ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИНЫ К-1100-60/1500-2М ПРИ ИМПУЛЬСНЫХ РАЗГРУЗКАХ ПО КОМАНДАМ ПРОТИВОАВАРИЙНОЙ АВТОМАТИКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СЕТЕЙ

Представлены результаты исследований динамических свойств турбины К-1100-60/1500-2М при выполнении ею импульсных разгрузок по командам противоаварийной автоматики электрических сетей. Для выполнения исследований разработана модель проточной части турбины, которая включает в себя расходные характеристики регулирующих клапанов высокого давления и заслонок промперегрева. Приведены сравнительные характеристики турбины полученные расчётом и натурными испытаниями на блоке № 2 Ростовской АЭС.

Представлені результати досліджень динамічних властивостей турбіни К-1100-60/1500-2М при виконанні нею імпульсних розвантажень по командам противоаварійної автоматики електричних мереж. Для виконання досліджень розроблена математична модель проточної частини турбіни яка включає в себе витратні властивості регулюючих клапанів високого тиску і засувки промперегріву. Наведені порівняльні характеристики турбіни, що отримано розрахунком і натурними випробуваннями на блоці № 2 Ростовської АЕС.

There are presented the results of studies of dynamic properties of the K-1100-60/1500-2M turbine performing impulse unloadings in response to the commands of the emergency control automatics of the electrical networks. To carry out studies there is developed a model of the turbine flow path, which includes flow rate characteristics of the high-pressure control valves and reheat gate valves. There are given comparative characteristics of the turbine obtained by calculation and full-scale tests at Unit 2 of Rostovskaya NPP.

В проекте турбины К-1100-6,0/1500-2М бл. № 2 Ростовской АЭС одним из основных требований, предъявляемых к этой турбине, – это обязательное её участие в импульсных разгрузках по командам противоаварийной автоматики. Требуемый вид изменений мощности при импульсных разгрузках приведен на рис. 1. Для оценки возможности их выполнения в рамках существующей системы регулирования проведена оценка динамики изменения мощности турбины при различных законах изменения управляющего сигнала. С этой целью разработана математическая модель учитывающая изменение рабочих параметров проточной части турбины в зависимости от динамики перемещения органов парораспределения. В расчётах определялся требуемый порядок перемещения органов парораспределения, а по нему при наладке на остановленной турбине подбирался закон изменения управляющего сигнала.

В качестве основных исходных принимались следующие предпосылки:

– В начальный момент времени все параметры и процессы находятся в стационарном равновесном состоянии. Тепловая схема блока отвечает всем требованиям инструкции по эксплуатации турбины, вся требуемая регенерация подключена.

– Рабочие процессы расширения пара в отсеках изоэнтропны.

– КПД отсеков неизменны и равны тем, что были на номинальном режиме работы.

– После подачи управляющего сигнала КОСы закрываются полностью, без запаздывания. Они полностью отсекают обратный ток пара из отборов в турбину.

Частота вращения ротора при импульсных разгрузках принималась постоянной.

Вся проточная часть турбины разбита на отдельные отсеки. Давление в каждом отсеке определялось балансом расходов пара на входе и на выходе из этого отсека. Масса пара в рассматриваемом отсеке в каждый момент времени вычислялась как

$$M = \int (G_1 - G_2) dt, \quad (1)$$

где G_1 – массовый расход пара, который входит в данный объем; G_2 – массовый расход пара, который вытекает из объёма; M – масса пара в рассматриваемом объёме.

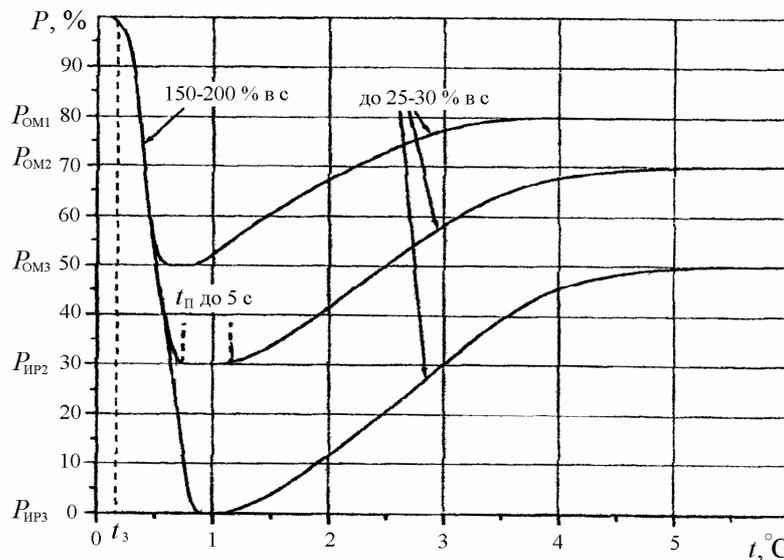


Рис. 1. Требуемое изменение нагрузки турбины по командам противоаварийной автоматики энергосети

После преобразований уравнение (1) для каждого отсека имело вид

$$\frac{V}{p_1 v_1} \frac{dp}{dt} = G_1 - G_2. \quad (2)$$

Комплекс сомножителей в левой части назовём постоянной времени указанного отсека

$$T = \frac{V}{p_1 v_1},$$

где V – объём рассматриваемого отсека; p_1 – давление пара в рассматриваемом отсеке; v_1 – удельный объём пара в данном отсеке.

С целью упрощения расчёта при наличии нескольких ступеней турбины в одном рассматриваемом отсеке проводилось приведение каждой последующей ступени к первой ступени отсека. Для приведения использовалось то положение, что эквивалентный объём – это тот единый объём, который бы занимал весь пар, заключённый в рассматриваемых отсеках, при условии выполнения им такой же работы расширения, как сумма каждого отсека в отдельности

$$V_3 = \frac{\sum L_i \cdot D_i}{L_1} \cdot v_1, \quad (3)$$

где V_3 – эквивалентный объём; $L_i = (a - b) \cdot k$ – удельная работа пара в рассматриваемом объёме; $a = 427 \cdot (i_n - i_k)$ – располагаемая работа пара; $b = 10^4 \cdot v_n \cdot \eta \cdot (p_n - p_k)$ – работа произведенная за счёт расширения; D_i – масса пара в рассматриваемом объёме; k – показатель адиабаты; i_n – энтальпия пара в начале рассматриваемого объёма, i_k – энтальпия пара на выхлопе ЦВД для участков ЦВД и энтальпия этого пара в конденсаторе для объёмов за ЦВД; p_n – давление пара в начале рассматриваемого объёма, p_k – давление пара на выхлопе ЦВД для участков ЦВД и давление этого пара в конденсаторе для объёмов за ЦВД; η – КПД ступени; v_n – удельный объём пара в начале рассматриваемого отсека.

Для вывода уравнения массового расхода пара через рассматриваемый отсек использовалась формула Флюгеля [1]. Общий вид уравнения относительного расхода после преобразования уравнения Флюгеля имеет вид

$$G_{\text{отс}} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}}, \quad (4)$$

где p_{10} , p_{20} – давление входящего и вытекающего пара на входе в отсек в начальный период времени.

Аналогичным уравнением описывается относительный расход пара в отбор

$$G_{\text{отб}} = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_{10} - p_{20}} \frac{p_1}{p_{10}}}. \quad (5)$$

Работа гидравлической части системы регулирования подробно не рассматривалась. Перемещение исполнительных сервомоторов (СМ) представлялось прямолинейным. Учитывалось время запаздывания начала движения сервомоторов регулирующих клапанов высокого давления (РК ВД) по отношению к началу динамического процесса. Его величина и время перемещения сервомоторов на полный ход принимались по результатам испытаний на остановленной турбине. Учитывалось запаздывание начала перемещения сервомоторов заслонок промперегрева относительно начала закрытия сервомоторов РК ВД. Оно также принималось по результатам испытаний на остановленной турбине.

Отличительной особенностью разработанной модели от известных ранее явилось то, что в ней учтены порядок открытия РК ВД относительно положения СМ, расходные характеристики РК и заслонок полученные при продувках. Расход пара через них представлялся как

$$G_{\text{РК}}(p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}, h) = \mu(p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}, h) G_{\text{кр}}(F, p_{\text{вх}}, v_{\text{вх}}), \quad (6)$$

где $\mu(p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}, h)$ – коэффициент расхода через РК или заслонку; $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в РК или заслонку; $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из РК или заслонки; $v_{\text{вх}}$ – удельный объём пара; h – открытие РК.

При расчёте заслонки вместо h использовался угол поворота диска заслонки – α . Критический расход через РК и заслонку определялся по [1]

$$G_{кр}(F, p_{вх}, v_{вх}) = 203F \sqrt{\frac{p_{вх}}{v_{вх}}}, \quad (7)$$

где F – проходная площадь РК или заслонки.

Изменение мощности определялось как сумма произведений относительных мощностей и относительных расходов отсеков

$$nt = \sum \frac{N_i}{N_{ном}} G_{отсi}, \quad (8)$$

где nt – относительная мощность турбины; N_i – мощность отсека турбины на номинальном режиме; $N_{ном}$ – номинальная мощность турбины.

Общая система уравнений имела вид

$$\frac{dp_i}{dt} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{G_{отс0} G_{0ном} - 4G_{рк} - G_{отб1} G_{отб0ном}}{T_0} \\ \frac{4G_{рк} - G_{отс1} G_{1ном} - G_{отб2} G_{отб2ном}}{T_1} \\ \dots \\ \frac{G_{отсi} G_{iном} - G_{отсi+1} G_{i+1ном} - G_{отбi} G_{отбiном}}{T_i} \\ \dots \end{array} \right. \quad (9)$$

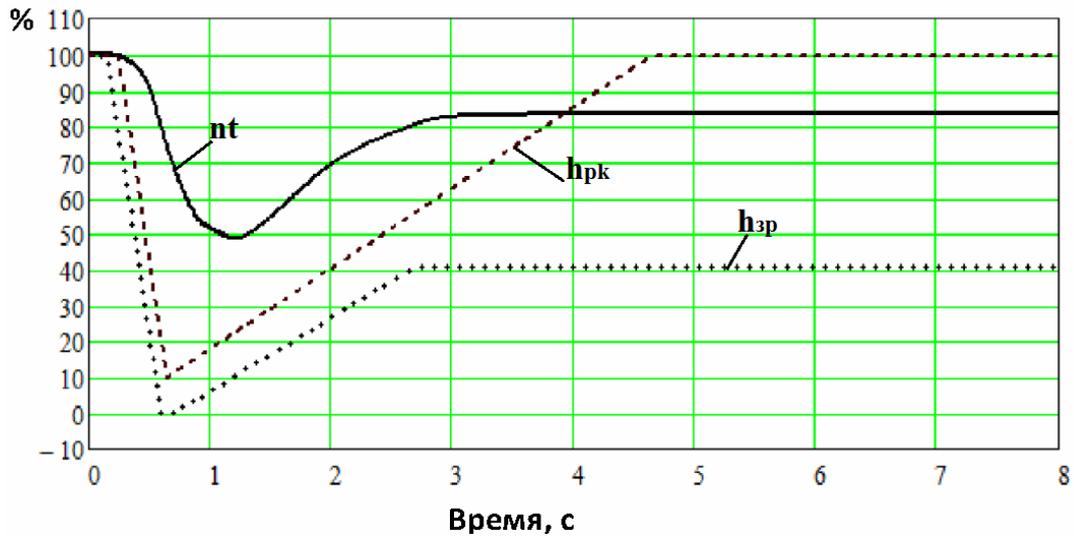
Система уравнений (9) решалась методом Рунге-Кутты.

Результаты расчётов представлены на рис. 2.

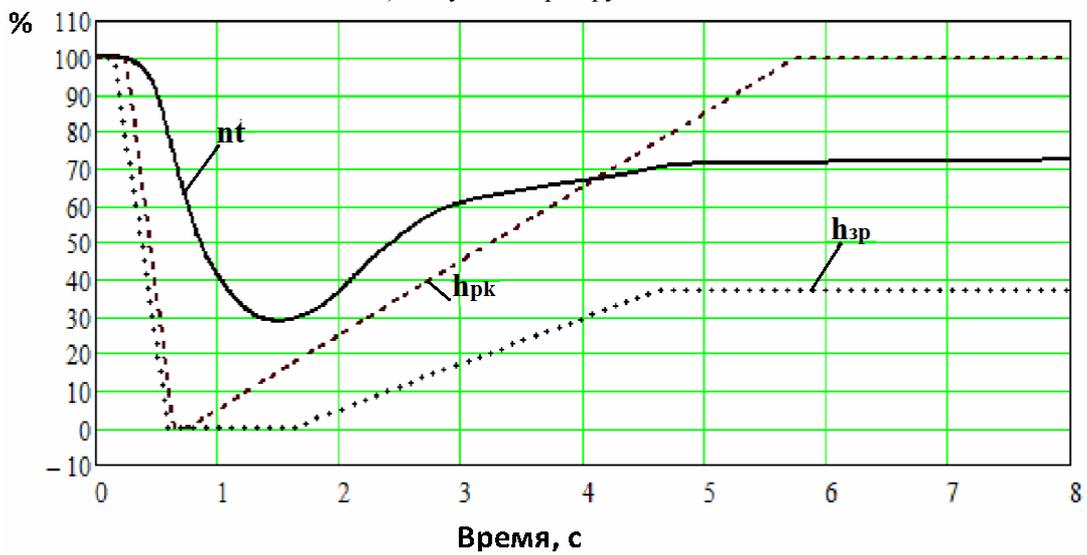
Как показывают результаты расчета, существующая система регулирования позволяет получить импульсные изменения мощности близкие к требованиям энергосети. Во всех случаях для получения максимального быстродействия следует подавать форсированный сигнал на закрытие органов парораспределения, а затем, оперируя длительностью выдержки, формировать требуемое снижение мощности турбины. С целью получения плавного восстановления нагрузки, открытие заслонок следует настраивать на малую скорость (более 5 с).

С помощью разработанной математической модели проведено расчётное моделирование импульсных разгрузок турбины К-1100-60/1500-2М блока № 2 Ростовской АЭС. Результаты расчёта сравнивались с результатами испытаний.

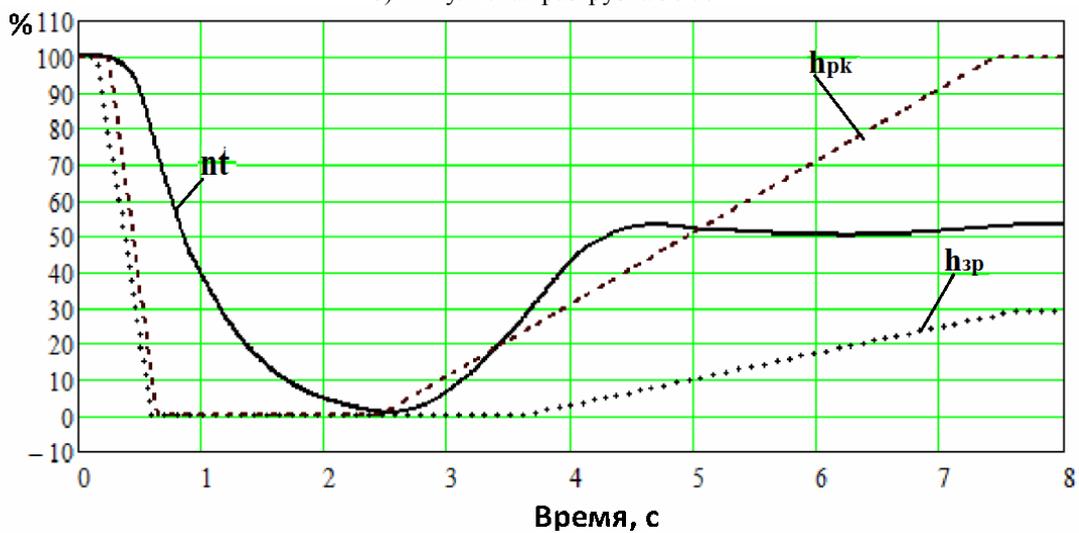
В качестве исходных данных принималось перемещение сервомоторов, полученное при натуральных испытаниях на АЭС. Типичными являются результаты моделирования для случая импульсного уменьшения нагрузки турбины на 50 % номинальной мощности с исходного уровня 100 % (см. рис. 3, 4).



а) импульсная разгрузка 20 %



б) импульсная разгрузка 30 %



в) импульсная разгрузка 50 %

Рис. 2. Расчетное изменение нагрузки турбины по командам противоаварийной автоматики энергосети с начального уровня мощности 100 %

Полученные результаты свидетельствуют о несовпадении расчётных и экспериментальных данных. По сравнению с расчётом падение давлений за регулирующими клапанами и в ресивере происходит глубже, а восстановление медленнее.

В соответствии с изменениями давлений ведёт себя и мощность. Как показано на рис. 4, относительная мощность, полученная по расчёту, превышает экспериментальную.

В описанных испытаниях импульсной разгрузкой на 50 % зафиксировано изменение частоты вращения ротора (см. рис. 5). По рекомендациям [2] по формуле (10) проведен расчёт относительной паровой мощности с учётом углового ускорения.

$$N_p = N_e + 1,02 \times 10^{-5} \frac{2\pi}{60} \frac{dn}{dt} n, \quad (10)$$

где N_p – мощность турбины с учётом поправки на угловое ускорение; N_e – мощность турбины полученная при испытаниях; n – частота вращения.

После приведения по формуле (10) изменение мощности представлено на рис. 6. Во всех случаях относительная мощность принималась как отношение текущей мощности к мощности на момент начала динамического процесса.

Данные рис. 6 свидетельствуют о том, что учёт углового ускорения ротора при импульсных разгрузках существенно изменяет кривую мощности. Причем если в начале переходного процесса кривая относительной мощности с учётом поправки на угловое ускорение занижена по отношению к экспериментальной, то во второй половине переходного процесса обе кривые сближаются.

При сопоставительном анализе экспериментальных и расчётных данных выделяется существенное несовпадение при динамике процесса, а именно:

- Давление в главном паровом коллекторе (ГПК) имеет максимальный заброс заметно превышающий полученный по расчёту (64,6 кгс/см² по расчёту и 67,6 кгс/см² по результатам испытаний). Давления в ГПК при реальном переходном процессе снижаются менее интенсивно, чем по расчёту (см. рис. 3). Попытки подбором добиться их совпадения за счёт изменения постоянной времени ГПК в пределах от 5 с до 80 с не привели к успеху.

- Снижение мощности турбины происходит значительно глубже, чем полученное по результатам расчёта. Это касается не только давлений за регулирующими клапанами высокого давления, но и давления в СПП. Попытки коррекции данных полученных по результатам испытаний, с учётом углового ускорения вращения ротора не позволили добиться полного совпадения расчётной и экспериментальной мощности. Указанное обстоятельство имеет и положительную сторону, которая заключается в том, что при импульсных разгрузках до 50 % номинальной мощности заслонки промперегрева могут быть незадействованы, а значит, получение приемлемого восстановления мощности после импульса можно добиваться управлением только регулирующих клапанов высокого давления.

Вместе с тем следует отметить удовлетворительное совпадение в темпах падения мощности на начальном участке динамического процесса. Их предельно достижимые величины можно принять по результатам паровых сбросов: 614 МВт/с при паровом сбросе с 50 % мощности реакторной установки, 994 МВт/с – при паровом сбросе с 75 % мощности и 1526 МВт/с при паровом сбросе со 100 % мощности. Эти величины соответствуют требованиям энергосистемной автоматики – 1000 МВт/с.

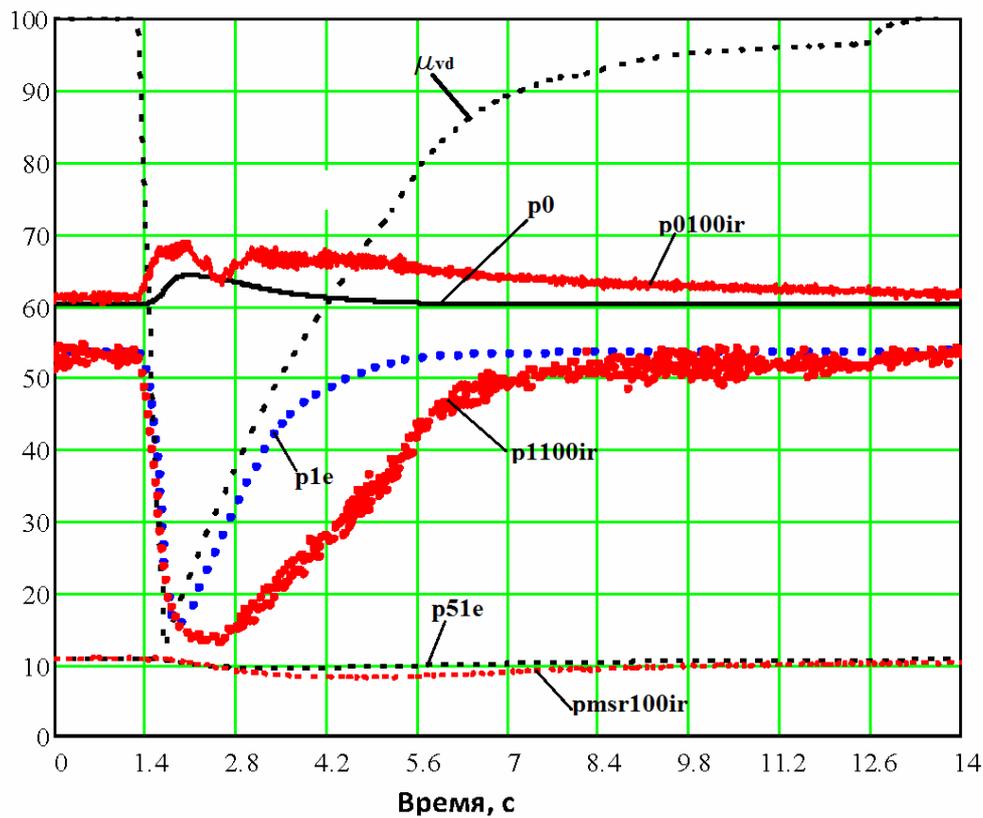


Рис. 3. Изменение параметров турбины при импульсной разгрузке на 50 % от номинальной с номинального уровня мощности:
 p_0, p_{1e}, p_{51e} – расчётные давления на входе в турбину, за регулируемыми клапанами и в ресивере соответственно в кгс/см²; $p_{0100ir}, p_{1100ir}, p_{msr100ir}$ – экспериментальные давления на входе в турбину, за регулируемыми клапанами и в ресивере соответственно в кгс/см²;
 μ_{vd} – относительный ход сервомоторов регулирующих клапанов в %

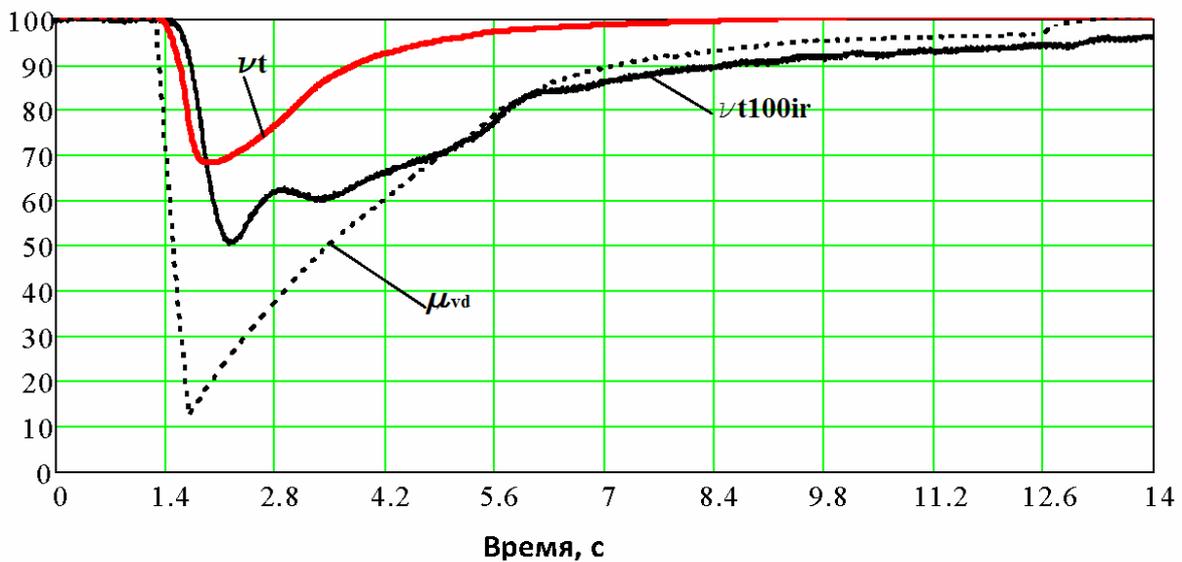


Рис. 4. Изменение параметров турбины при импульсной разгрузке на 50 % от номинальной с номинального уровня мощности:
 vt – относительная мощность по расчёту, %;
 vt_{100ir} – относительная мощность по результатам испытаний, %

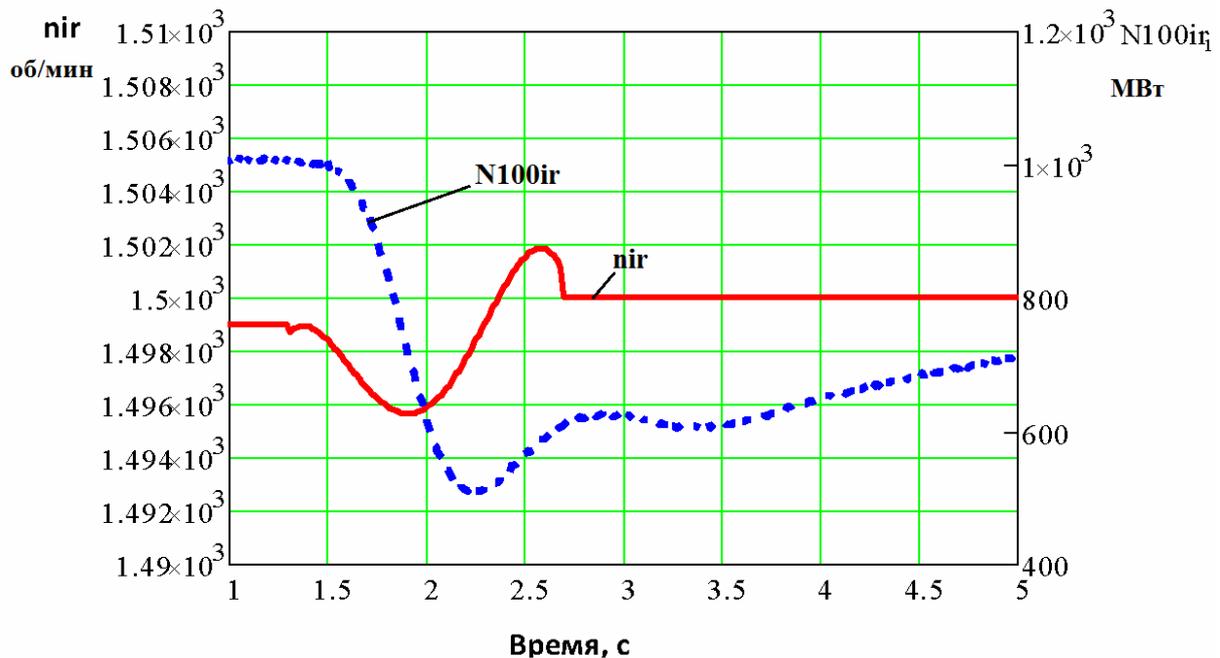


Рис. 5. Изменение частоты вращения и мощности при импульсной разгрузке на 50 % от номинальной с номинального уровня мощности, полученные в результате испытаний:
nir – частота вращения ротора по результатам испытаний, об/мин;
N100ir – мощность по результатам испытаний, МВт

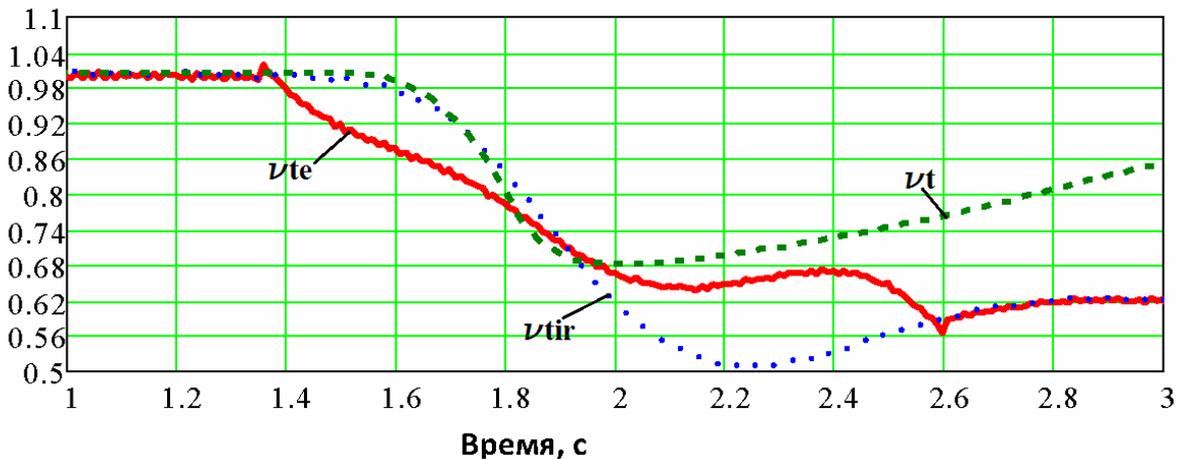


Рис. 6. Изменение относительной мощности при импульсной разгрузке на 50% от номинальной с номинального уровня мощности полученные в результате испытаний с учётом поправки на изменение угловой частоты вращения:
vte – относительная мощность с учётом поправки на изменение частоты вращения

Достижение предельных темпов снижения нагрузки следует добиваться минимизацией времени запаздывания при прохождении управляющего сигнала от электронной части к электрогидравлическим преобразователям. В выполненных современных системах управления это время составляет 20 мс и его предельная величина не должна превышать 40 мс. Начало динамического процесса должно сопровождаться подачей форсированного сигнала 1А. Уровень снижения нагрузки должен достигаться длительностью удержания регулирующих клапанов в закрытом состоянии. Следует отметить тот факт, что закрытие заслонок промперегрева начинает сказываться после закрытия более 20 % полного хода её сервомотора. Поэтому время

до закрытия заслонки на эту величину может рассматриваться как чистое запаздывание в закрытии заслонок, а их страгивание с упора не приведёт к изменению параметров.

Выводы

1 Полученные результаты математического моделирования и натурных испытаний на АЭС свидетельствуют о том, что существующая система регулирования паровых турбин К-1100-60/1500-2М позволяет получить требуемые импульсные разгрузки по командам противоаварийной автоматики электрических систем без модернизации.

2 Реальные физические процессы происходящие в проточной части турбины существенно отличаются от расчётных. При резком уменьшении мощности провалы давлений в проточной части имеют более глубокую величину по сравнению с расчётными. Восстановление параметров на конечных участках динамического процесса происходит медленнее, что позволяет выполнить требуемые изменения нагрузки до 50 % от номинальной мощности воздействием только на регулирующие клапаны турбины. Данные обстоятельства требуют более детальных исследований в будущем.

3 Для достижения максимального быстродействия на уменьшение мощности следует предельно ограничивать время получения, обработки и выдачи управляющего сигнала, а также выдавать форсированный сигнал 1А на электрогидравлический преобразователь.

4 С целью обеспечения плавности и монотонности повышения мощности на конечном участке динамического процесса открытие заслонок регулирования на полный ход следует настраивать с быстродействием 5...8 с.

Список литературы: 1. *Щегляев, А.В.* Паровые турбины [Текст] / А.В. Щегляев. – М.: Государственное энергетическое издательство, 1940. 2. Методические указания по проверке и испытаниям автоматических систем регулирования и защиты паровых турбин. РД34.30.310. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1983.

© Швецов В.Л., Бабаев И.Н., 2012
Поступила в редколлегию 27.02.12

УДК 621.165

А.Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАНУ, Харьков;
Л.Н. БЫСТРИЦКИЙ, канд. техн. наук; с.н.с. ОАО «Турбогаз», Харьков;
В.Н. ГОЛОЩАПОВ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
В.И. КАСИЛОВ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
О.В. КАСИЛОВ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
А.Ю. КОЗЛОКОВ, гл. инженер ОАО «Харьковская ТЭЦ-5», Харьков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОТНОСТИ ПАРА В ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЦНД ПРИ МАЛОРАСХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Рассматривается проблема определения плотности пара в последних ступенях ЦНД турбин. На базе экспериментальных данных предлагаются аппроксимационные зависимости.

Розглядається проблема визначення щільності пари в останніх ступенях ЦНТ турбін. На базі експериментальних даних пропонуються апроксимаційні залежності.

We consider the problem of determining the vapor density in the latter stages of LPC turbines. On the basis of experimental data available approximation dependence.

Работа последней ступени турбин большой мощности при их работе в широком диапазоне изменения нагрузки происходит в двух режимах:

- турбинном с выработкой мощности;
- компрессорном с потреблением мощности.

Если работа ступеней с малым втулочным отношением D_{cp}/l в турбинном режиме достаточно широко освещена как в учебной литературе, так и в периодической печати, то их работа при малорасходных режимах (режим потребления мощности), требует дополнительных исследований по определению затрат мощности на вращение рабочего колеса ступени.

Мощность, потребляемая ступенью с малым D_{cp}/l достаточно хорошо определяется по уравнению Зутера-Траупеля [1] с коэффициентом C , уточненным в [2], Вт

$$N_3 = C \cdot \frac{\pi \cdot D_{cp}}{2} \cdot l_{рл} \cdot \rho \cdot U_{cp}^3, \quad (1)$$

где D_{cp} – средний диаметр ступени, м;

$l_{рл}$ – высота рабочей лопатки, м;

ρ – плотность протекающей рабочей среды, кг/м³;

U_{cp} – окружная скорость рабочего колеса на среднем диаметре, м/с;

C – коэффициент, определяющий как влияние относительного объемного расхода пара через ступень, так и геометрических характеристик ступени.

Из величин, входящих в зависимость (1) наиболее сложно определяется плотность пара на рабочем колесе ступени.

Малорасходный режим работы цилиндра низкого давления (ЦНД) определяется объемным расходом пара $V_2 = G \cdot v_2$ через каждую ступень. При этом удельный объем v_2 за последней ступенью зависит как от изменения давления в конденсаторе P_k , так и от температуры пара за рабочим колесом (РК) последней ступени t_2 , которая в свою очередь взаимосвязана как с процессом компримирования пара, так и с уровнем

вентиляционных потерь в ступенях ЦНД. Температура t_2 за последней ступенью измеряется штатными приборами, установленными за РК последней ступени в периферийной области (для ЦНД турбины Т-250/300-240 на осевом расстоянии 170 мм от выходных кромок лопаток и на глубину 150–170 мм от меридионального обвода).

В качестве характерного параметра для определения режимов работы ступени принят относительный объёмный расход пара $\overline{G \cdot v_2} = \frac{V_2}{V_{2н}}$, где $V_{2н}$ – объёмный расход пара при номинальном режиме работы ступени, который соответствует максимальному КПД η_u на венце ступени.

В качестве объекта исследования принят ЦНД турбины Т-250/300-240. Значение расхода пара через один поток ЦНД для этой турбины определяется по зависимости, полученной по результатам исследования режима работы ЦНД на блоке № 3 Харьковской ТЭЦ-5 на протяжении года

$$G_{\text{ЦНД}} = \kappa(\bar{\delta}) P_{\text{оЦНД}}^{0,97}, \quad (2)$$

где $\bar{\delta} = \delta/H_0$ – относительное перемещение штока поворотной диафрагмы;

$H_0 = 220$ мм – положение штока при полностью открытой поворотной диафрагме;

δ – перемещение штока поворотной диафрагмы на частичных режимах, мм;

$P_{\text{оЦНД}}$ – давление пара перед поворотной диафрагмой.

Значение коэффициента $\kappa(\bar{\delta})$ положения поворотной части регулирующей диафрагмы зависит от степени её открытия, определяемой величиной $\bar{\delta}$. Вид функции $\kappa(\bar{\delta})$ изменяется при поступлении в щели, формируемые входной частью направляющих лопаток поворотной диафрагмы, критического режима течения и может быть представлено в двух диапазонах:

$$\begin{aligned} &\text{– при } 0 < \bar{\delta} \leq 0,5 && \kappa(\bar{\delta}) = 881,5 \cdot \bar{\delta}; \\ &\text{– при } 0,5 < \bar{\delta} \leq 1,0 && \kappa(\bar{\delta}) = 440,74 + 985,52 \cdot (\bar{\delta} - 0,5) - 111,02 \cdot (\bar{\delta} - 0,5)^2. \end{aligned} \quad (3)$$

В зависимости (2) принимается расход в ЦНД в т/ч, давление $P_{\text{оЦНД}}$ в кгс/см². Зависимости (2) и (3) получены для диапазона изменения расхода в ЦНД от 400 до 980 т/ч.

Для определения плотности пара за РК последней (31-й) ступени ЦНД $\rho_{2-31} = \frac{1}{v_{2-31}}$ необходимо рассмотреть взаимосвязь удельного объёма v_{2-31} с параметрами пара за последней ступенью.

Давление в конденсаторе турбины при работе на малорасходных режимах может изменяться от 3 до 30 кПа. При этом температура пара изменяется от температуры насыщения до температуры, определяемой нагревом его за счёт вентиляционных потерь.

Зависимость удельного объёма пара при температуре насыщения $v_{2-31}^{\text{нас}}$ в указанном диапазоне изменения $P_{\text{к}}$ (рис. 1) может быть аппроксимирована формулой

$$v_{2-31}^{\text{нас}} = \frac{127,87}{P_{\text{к}}^{0,940}}.$$

Тогда плотность, м³/кг

$$\rho_{2-31}^{\text{нас}} = 7,8203 \cdot 10^{-3} \cdot P_{\text{к}}^{0,94}. \quad (4)$$

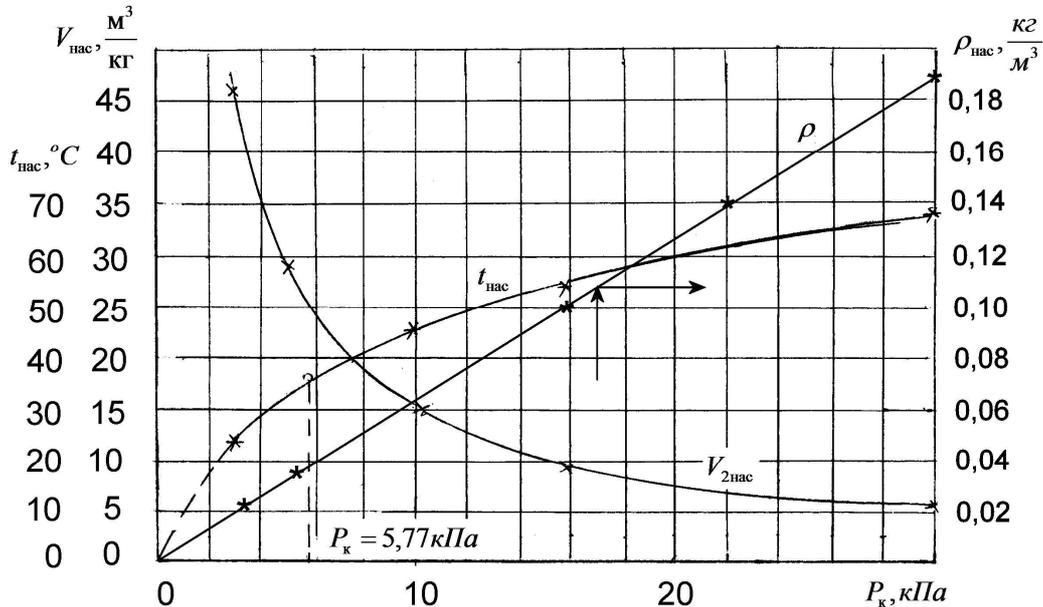


Рис. 1. Изменение удельного объёма, плотности и температуры насыщенного пара при изменении давления в конденсаторе

Для аппроксимации использованы табличные значения $v^{\text{нас}} = f(P)$ [3].

Зависимость температуры насыщения $t^{\text{нас}}$ от давления в конденсаторе $P_{\text{к}}$ аппроксимируется формулами:

- при $3,0 \leq P_{\text{к}} \leq 5,77$ кПа $t_{2-31}^{\text{нас}} = 11,321 P_{\text{к}}^{0,675}$ °С;
- при $5,77 \leq P_{\text{к}} \leq 30$ кПа $t_{2-31}^{\text{нас}} = 19,1175 P_{\text{к}}^{0,376}$ °С.

При нагреве за счёт вентиляционных потерь удельный объём пара может рассматриваться при $P_{\text{к}} = \text{const}$ как его отношение к удельному объёму насыщения (рис. 2) в виде зависимости

$$\frac{v_{2-31}^{\text{нас}}}{v_{2-31}^{\text{нас}}} = 1 + \kappa \cdot (t - t_{\text{нас}}) \quad \text{или} \quad \rho_{2-31}^{\text{нас}} = \frac{\rho_{2-31}^{\text{нас}}}{1 + \kappa(t - t_{\text{нас}})}, \quad (5)$$

где для диапазона изменения давления в конденсаторе $3,0 \leq P_{\text{к}} \leq 12,0$ кПа значение коэффициента κ равно

$$\kappa = 3,4744 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - 9,4606 \cdot 10^{-3} \cdot P_{\text{к}})$$

и для диапазона $12 < P_{\text{к}} \leq 30,0$ кПа

$$\kappa = 3,1525 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - 1,9173 \cdot 10^{-3} \cdot P_{\text{к}}).$$

Изменение давления за рабочим колесом 31-й ступени по высоте лопаток не превышает 500 Па и приходится на её верхнюю половину [4]. Это позволяет принять условие постоянства давления по высоте рабочей лопатки. Также целесообразно принять условие, что давление пара за РК равно в конденсаторе.

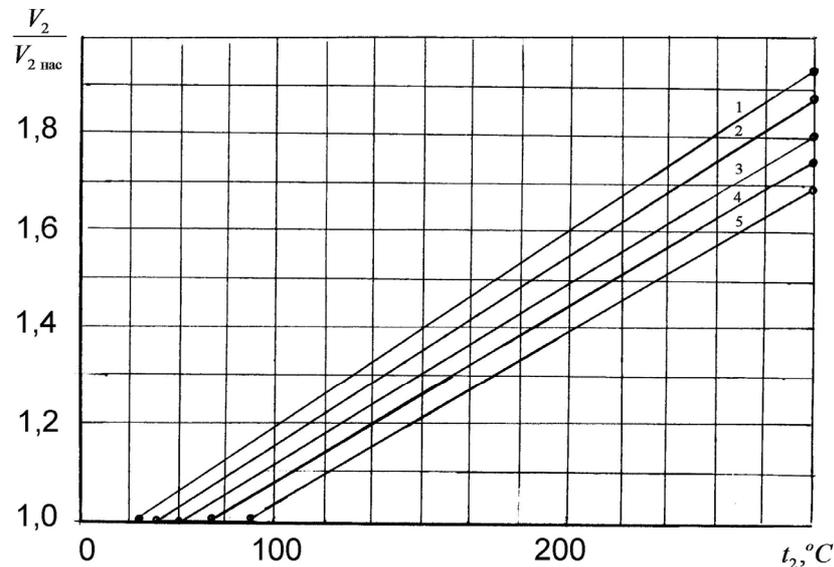


Рис. 2. Зависимость удельного объёма перегретого пара от его температуры и давления:
 1 – $P_k = 3$ кПа; 2 – 5 кПа; 3 – 10 кПа; 4 – 16 кПа; 5 – 30 кПа

При определении плотности пара в межвенцовом зазоре последней ступени ЦНД при малорасходных режимах ρ_{1-31} следует учитывать наличие привтулочного отрыва потока в рабочем колесе, наличие вращающегося вихря в межвенцовом зазоре, компримирование пара в ступени, формирование проникающей области привтулочного отрыва от предыдущей ступени и проникновение давления P_k через ступень при возникновении привтулочного отрыва в предыдущей (30-й) ступеней.

Изменение давления пара как перед, так и за рабочим колесом последней ступени при малорасходных режимах соответствует течению несжимаемой рабочей среды. При этом изменение плотности пара зависит от температуры среды t_1 как перед РК, так и t_2 – за ним). Учитывая характер течения пара при наличии отрывных явлений рассмотрим изменение его параметров на средней линии тока основного течения ($\bar{G} \approx 0,5$) с применением уравнения Бернулли

$$\frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_2}{\rho_2} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = h_u. \quad (6)$$

Уравнение (6) при использовании экспериментальных значений параметров среды по величине $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = h_u$ позволяет при известных значениях P_{2-31} , ρ_{2-31} и t_{2-31} определить параметры среды в межвенцовом зазоре и перед ступенью.

На рис. 3 приведено изменение статических давлений $P_1^{изб}$ и $P_2^{изб}$ для ступени с отношением $D_{cp}/l = 2,58$ при цилиндрических меридиональных обводах. Как видно из рисунка наблюдаются три области изменения P_1 и P_2 :

– область турбинных режимов $(\overline{G \cdot v_2})_{\text{хх}} < \overline{G \cdot v_2} < 1,0$ (область I); значение $(\overline{G \cdot v_2})_{\text{хх}}$ соответствует режиму холостого хода;

– область компрессорных режимов при $0,29 < \overline{G \cdot v_2} < (\overline{G \cdot v_2})_{\text{хх}}$, в которой при расходе рабочей среды через ступень влияние вентиляционных потерь ограничено;

– область преобладающего влияния вентиляционных потерь на уровень повышения температуры рабочей среды $0 < \overline{G \cdot v_2} < 0,29$.

Если в двух первых областях наблюдается снижение давления как P_1 так и P_2 , то в третьей области в основном потоке происходит возрастание его в обоих сечениях.

При значении $\overline{G \cdot v_2} = 0,53-0,54$ (что соответствует режиму холостого хода ступени) выполняется условие $P_1 = P_2$.

При $\overline{G \cdot v_2} < (\overline{G \cdot v_2})_{\text{хх}}$ происходит опережающее повышение давления P_2 по сравнению с давлением P_1 перед РК, т.е. РК ступени работает как колесо компрессора.

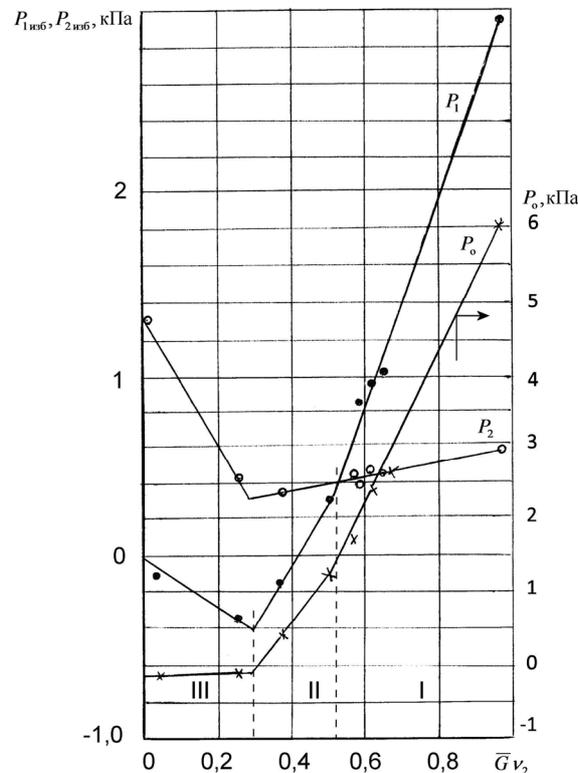


Рис. 3. Изменение статического давления перед ($P_1^{\text{изб}}$) и за ($P_2^{\text{изб}}$) рабочим колесом в ступени с отношением $D_{\text{ср}}/l = 2,58$ на линии $\overline{G} = 0,5$

Анализ изменения $\overline{\Delta P}_{1-2} = \frac{\Delta P_{1-2}}{(P_1 - P)_н}$ и $\overline{P}_{0-2}^* = \frac{P_0^* - P_2^*}{(P_0^* - P_2^*)_н}$ (рис. 4) в области

турбинных режимов, показал, что темп изменения разности статических давлений ΔP_{1-2} , так и ΔP_{0-2} различен в областях работы в турбинном ($\overline{G \cdot v_2} > 0,54$) и компрессорном ($\overline{G \cdot v_2} < (\overline{G \cdot v_2})_{\text{хх}}$) режимах. Судя по закономерности изменения $\overline{\Delta P}_{1-2}$ и $\overline{\Delta P}_{0-2}$ режим холостого хода для рассматриваемой ступени наступает при

$\overline{G \cdot v_2} \approx 0,53 - 0,54$, что совпадает с результатами определения режима холостого хода по интегральным характеристикам этой ступени.

При этом значение $\overline{\Delta P_{0-2}}$ выше значения $\overline{\Delta P_{1-2}}$ на величину перепада статического давления, срабатываемого в каналах НА. Для рассматриваемой ступени эти коэффициенты могут быть аппроксимированы уравнениями:

– при $(\overline{G \cdot v_2})_{\text{xx}} \leq \overline{G \cdot v_2} \leq (\overline{G \cdot v_2})_{\text{н}}$ – турбинный режим

$$\overline{\Delta P_{1-2}} = 2,1739 \cdot (\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{\text{xx}}), \quad \overline{\Delta P_{0-2}} = 0,19 + 1,7609 \cdot (\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{\text{xx}}); \quad (7)$$

– при $0 < \overline{G \cdot v_2} \leq (\overline{G \cdot v_2})_{\text{xx}}$ – компрессорный режим

$$\overline{\Delta P_{1-2}} = -0,65 + 1,2037 \cdot \overline{G \cdot v_2}, \quad \overline{\Delta P_{0-2}} = -0,25 + 0,8148 \cdot \overline{G \cdot v_2}. \quad (8)$$

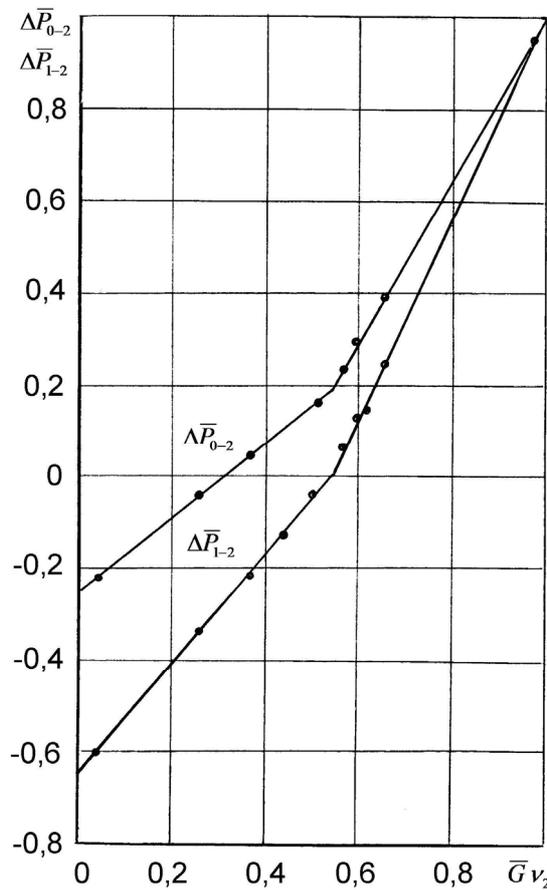


Рис. 4. Изменение коэффициентов давления во всём диапазоне режимов работы ступени с отношением $D_{\text{cp}}/l = 2,58$

Траверсирование потока в ступенях с различным втулочным отношением, имеющих цилиндрические меридиональные обводы, подтвердило идентичность происходящих процессов в этих ступенях. Изменение характера зависимостей $\overline{\Delta P_{0-1}}$ и $\overline{\Delta P_{0-2}}$ происходит при режиме холостого хода, который для исследованных ступеней составил: для ступени с $D_{\text{cp}}/l = 2,58$ $(\overline{G \cdot v_2})_{\text{xx}} = 0,54$; ступени с $D_{\text{cp}}/l = 2,87$

$(\overline{G \cdot v_2})_{xx} = 0,523$; ступени с $D_{cp}/l = 3,24$ $(\overline{G \cdot v_2})_{xx} = 0,49$; ступени с $D_{cp}/l = 4,57$
 $(\overline{G \cdot v_2})_{xx} = 0,46$.

Линейный характер изменения $\overline{\Delta P_{0-1}}$ и $\overline{P_{0-2}}$ в области малорасходных режимов позволил представить изменение коэффициентов давлений в относительных координатах $\overline{\Delta P_{1-2}} = \frac{\Delta P_{1-2}}{(\Delta P_{1-2})_{\overline{G \cdot v_2}=0}}$ и $\frac{\overline{G \cdot v_2}}{(\overline{G \cdot v_2})_{xx}} = \overline{G \cdot v_2}$ как

$$\overline{\Delta P_{1-2}} = 1 - \overline{G \cdot v_2}_{xx} \quad (9)$$

для изменения перепада статических давлений на РК и как

$$\overline{\Delta P_{0-2}} = 1,19 - \overline{G \cdot v_2} \quad (10)$$

для изменения перепада давлений на ступень.

Уравнения (9) и (10) позволяют определить коэффициенты давлений в диапазоне малорасходных режимов при известном значении $(\overline{G \cdot v})_{xx}$.

Исследование ступеней с $D_{cp}/l = 2,58$ и $2,87$ с коническими периферийными обводами при $\gamma_m = 30^\circ$ и $\gamma_m = 50^\circ$ показало, что конические обводы ведут к уменьшению коэффициентов давления. Как и в ступенях с цилиндрическими обводами изменение зависимостей $\overline{\Delta P_{1-2}} \sim \overline{G \cdot v_2}$ и $\overline{\Delta P_{0-2}} \sim \overline{G \cdot v_2}$ происходит при $(\overline{G \cdot v_2})_{xx} = 0,485$ для ступени $D_{cp}/l = 2,58$ и $(\overline{G \cdot v_2})_{xx} = 0,45$ для ступени с $D_{cp}/l = 2,87$. Характер изменения этих зависимостей для ступеней с коническими меридиональным обводом имеет общую закономерность с остальными исследованными ступенями и для области малорасходных режимов эти зависимости могут быть описаны подобными уравнениями. При этом влияние конусности меридионального обвода может быть учтено как разность значений $\Delta P_{1-2}^k = P_{1-2}^k - P_{1-2}^u$ и $\Delta P_{0-2}^k = P_{0-2}^k - P_{0-2}^u$, где индекс «к» соответствует коническому обводу, индекс «ц» – цилиндрическому.

Для определения коэффициентов давлений были получены значения $(\overline{\Delta P_{1-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0}$ и $(\overline{\Delta P_{0-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0}$ при нулевом расходе через ступень в зависимости от их втулочного отношения и при частоте вращения $\omega = \text{const}$, соответствующей η_u^{\max} . Наблюдается две области их изменения, в которых значения коэффициентов давления могут быть аппроксимированы уравнениями:

– при $0,44 \leq \overline{r}_{\text{вт}} \leq 0,53$

$$(\overline{\Delta P_{1-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0} = 3,3643 \cdot (\overline{r}_{\text{вт}} - 0,6353), \quad (\overline{\Delta P_{0-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0} = 1,26 \cdot (\overline{r}_{\text{вт}} - 0,4413); \quad (11)$$

– при $0,53 \leq \overline{r}_{\text{вт}} \leq 0,641$

$$(\overline{\Delta P_{1-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0} = 2,307 \cdot (\overline{r}_{\text{вт}} - 0,6843), \quad (\overline{\Delta P_{0-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0} = 0,5324 \cdot (\overline{r}_{\text{вт}} - 1,1481). \quad (12)$$

Разности коэффициентов давления в зависимости от тангенса угла наклона периферийного меридионального обвода направляющего аппарата ступени ($\text{tg } \gamma_m$) имеет линейный характер при $\overline{G} \cdot v_2 = 0$ и могут быть аппроксимированы зависимостями:

$$\Delta P_{1-2}^k - \Delta P_{1-2}^u = 0,252 \cdot \text{tg } \gamma_m, \quad \Delta P_{0-2}^k - \Delta P_{0-2}^u = 0,1212 \cdot \text{tg } \gamma_m. \quad (13)$$

Изменение перепадов давлений $P_1 - P_2$ на рабочем колесе во всём диапазоне изменения режимов на линиях тока $\overline{G} = 1,0$ и $\overline{G} = 0$ (которые являются границами основного потока) приведено на рис. 5 и показывает, что перепады давлений на этих границах располагаются практически симметрично относительно линии тока $\overline{G} = 0,5$. Это позволяет считать, что изменение давления на средней линии тока для основного потока при компримировании рабочей среды является представительным для всего потока.

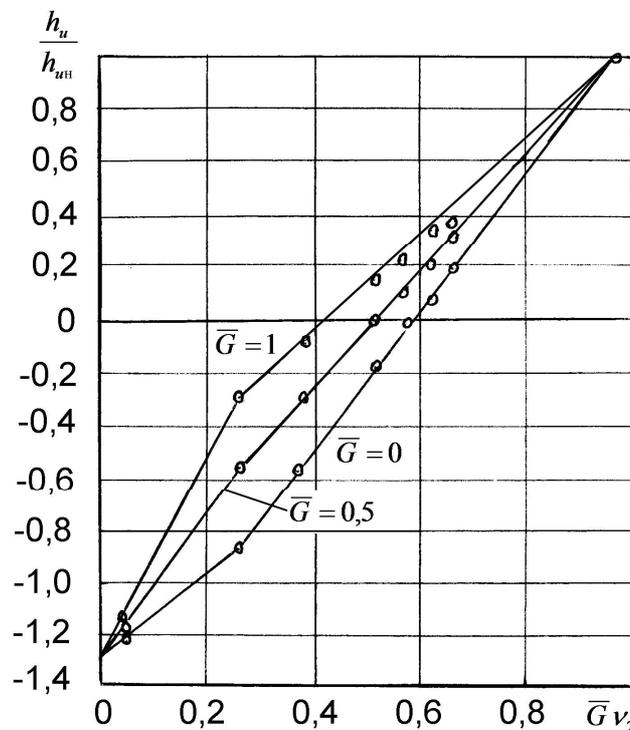


Рис. 5. Изменение перепадов давлений на рабочем колесе ступени с $D_{cp}/l = 2,58$ в области малорасходных режимов

Определение температуры рабочей среды на средней линии тока ($\overline{G} = 0,5$) в межвенцовом зазоре может быть выполнено исходя из уравнения Бернулли (5).

С учётом уравнения состояния для газообразного рабочего тела (перегретого пара) $P_1 = \rho_1 R_1 \cdot T_1$, $P_2 = \rho_2 R_2 \cdot T_2$, и, принимая во внимание, что в диапазоне изменения параметров пара на рабочем колесе газовая постоянная R практически не изменяется ($R_1 = R_2 = R$) уравнение (5) примет вид $T_1 - T_2 = \frac{h_u}{R}$.

При известных параметрах пара за рабочим колесом газовая постоянная R равна

$$R = \frac{P_2 \cdot v_2}{T_2}.$$

В этом случае $T_1 - T_2 = \frac{h_u \cdot T_2}{P_2 \cdot v_2}$ или $T_1 = T_2 \cdot \left(1 + \frac{h_u}{P_2 \cdot v_2}\right)$.

Значение перепада, срабатываемого на рабочем колесе, при этом равно [5]

$$h_u = h_{un} \cdot \frac{\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}{1 - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}},$$

а изменение температуры рабочей среды на средней линии основного потока равняется

$$T_1 = T_2 \cdot \left(1 + \frac{h_{un}}{P_2 \cdot v_2} \cdot \frac{\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}{1 - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}\right), \quad (14)$$

где T_1 и T_2 являются абсолютными значениями и выражаются в градусах Кельвина. При определенных значениях P_1 и T_1 зависимости (9) и (14) плотность рабочей среды основного потока на входе в РК составит

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1} = \frac{P_1 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_1} \cdot \rho_2. \quad (15)$$

Среднее значение плотности пара для определения затрат мощности на вращение рабочего колеса N_3 по формуле (1) будет равно

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_1 + \rho_2). \quad (16)$$

Список литературы: 1. *Suter, P.* Untersuchungen über den Ventilationsverlust von Turbinenadern [Text] / P. Suter, W. Traupel // Mittlungen aus dem Institut für Thermische Turbomaschinen. – Zürich, 1959. – № 4. – S. 15-28. 2. *Быстрицкий, Л.Н.* Исследование турбинных ступеней с малым отношением D_{cp}/l в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.01 / Быстрицкий Леонид Николаевич. – Харьков, 1975. – 203 с. 3. *Вукалович, М.П.* Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара [Текст] / М.П. Вукалович. – М.: Энергия, 1965. – 400 с. 4. Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240 / под общ. ред. В.А. Хаимова. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. – 240 с. 5. *Быстрицкий, Л.Н.* Работа турбинной ступени с малым D_{cp}/l в режиме потребления мощности [Текст] / В.Н. Голощанов, В.И. Касилов, А.Ю. Козлоков // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 3. – С. 61-65. – ISSN 2078-774X.

© Шубенко А.Л., Быстрицкий Л.Н., Голощанов В.Н., Касилов В.И., Касилов О.В., Козлоков А.Ю., 2012

Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.165:539.4

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

АНАЛИЗ ОЦЕНКИ КОЭФФИЦИЕНТОВ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ В ТЕРМОРАЗГРУЗОЧНЫХ КАНАВКАХ РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

В последнее время блоки, предназначенные и спроектированные для несения базовых нагрузок, несут пиковые нагрузки и число пусков-остановок их на отдельных турбинах достигло 1600. При пусках и остановках турбины на поверхности ротора возникают термические напряжения, которые обуславливают достижение в зонах концентрации высоких суммарных напряжений, которые приводят к образованию трещин в высокотемпературных зонах элементов турбоустановок.

Останнім часом блоки, призначені і спроектовані для несення базових навантажень, несуть пікові навантаження і число пусків-зупинок їх на окремих турбінах досягло 1600. При пусках і зупинках турбіни на поверхні ротора виникають термічні напруги, які обумовлюють досягнення в зонах концентрації високих сумарних напруг, які приводять до утворення тріщин у високотемпературних зонах елементів турбоустановок.

Lately the blocks intended and projected for executions of the base loadings carry the spades loadings and number of starting – stopping they were attained by 1600 on separate turbines. At starting and stopping turbines there are thermal tensions on the surface of rotor for conditioning achievement in the zones of concentration of high total tensions which result in formation of cracks in the high temperature zones of elements of turbine.

Введение

Эксплуатация энергоблоков с большим количеством пусков-остановок приводит к образованию трещин в высокотемпературных зонах элементов турбоустановок. Появление трещин вызывает обоснованные опасения в безопасности дальнейшей эксплуатации энергооборудования.

Циклическое воздействие нестационарных температурных напряжений в роторах высокого и среднего давления при работе турбин в переменных режимах создает опасность малоцикловых термоусталостных повреждений металла в зонах концентраторов напряжений на поверхности роторов, к которым относятся терморазгрузочные канавки, галтели в месте перехода от полотна диска к цилиндрической поверхности вала и др. (рис. 1).

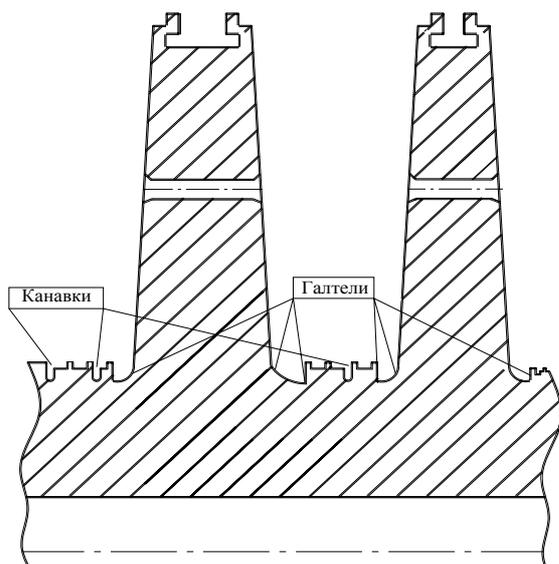


Рис. 1. Концентраторы напряжений на поверхности ротора паровых турбин

На отдельных турбинах мощностью 200 МВт (К-200-130) и 300 МВт (К-300-240) были выявлены в термокомпенсационных канавках роторов высокого и среднего давления кольцевые трещины глубиной до 2–3 мм. Поскольку эти трещины возникают в зонах, где отсутствуют высокие напряжения от центробежных сил, следует считать основной причиной их появления

малоцикловую усталость от термических напряжений, возникающих в пуско-остановочных и переходных режимах.

Анализ предыдущих исследований

При анализе напряженного состояния турбинных роторов до сих пор используются величины коэффициентов концентрации напряжений на основе решения плоской задачи теории упругости широко представленные в [1, 2]. Не получило достаточного развития решение объемного напряженного состояния в рассматриваемой зоне и, таким образом, отсутствует возможность выбора наиболее близких к реальным значениям коэффициентов концентрации.

Цель работы

Сравнительный анализ коэффициентов концентрации напряжений и деформаций на основе известных приближенных решений и результатов, выполненных авторами расчетов осесимметричной задачи методом конечных элементов.

Материал и результаты исследований

Расчетная оценка долговечности роторов, работающих при переменных температурных напряжениях, проводится на основе малоциклового и термоусталостной прочности материалов и конструкций. При расчете допускаемого числа циклов N до повреждения используется величина изменения в цикле полной деформации $\Delta\epsilon$ или размах условных напряжений $\Delta\sigma$, в которые входят такие величины как модуль упругости, предел прочности, предел усталости и др. Однако, имеется ряд факторов, существенно влияющих на накопление повреждаемости и долговечности роторов при переменных режимах. К ним относятся концентрация напряжений и деформаций, сложнопластическое состояние ротора, характер цикла изменения напряжения, совместное действие усталости и ползучести и др.

Высокая концентрация деформаций в зоне терморазгрузочных канавок оказывает существенное влияние на их долговечность.

При упругопластическом деформировании даже при невысокой номинальной напряженности конструкции в зонах концентраторов напряжения могут превосходить предел текучести и при малоцикловом нагружении в этих зонах будет происходить поцикловое изменение напряженно-деформированного состояния (НДС), обусловленное пластическим деформированием материала. Даже при практически стационарном нагружении процессы упругопластического деформирования материала в окрестностях концентратора, как правило, являются нестационарными и характеризуются непрерывной трансформацией полей деформаций и напряжений в пределах цикла нагружения и от цикла к циклу. При этом поля напряжений и деформаций являются неоднородными и отличаются высокими градиентами. В зависимости от режимов нагружения, циклических свойств материала, характера концентратора и уровня напряжений разрушение в таких локальных зонах может иметь квазистатический или усталостный характер.

В связи с тем, что точных аналитических решений соответствующих задач в нелинейной постановке нет, процессы трансформации полей напряжений и деформаций в локальных областях возле концентраторов при упругопластическом деформировании исследуются в каждом конкретном случае приближенными методами теории пластичности, численными и экспериментальными методами. Приближенные методы позволяют с достаточной, в большинстве случаев, точностью определять значения коэффициентов концентрации и описывать кинетику напряжений и деформаций как при однократном, так и при переменном-повторном нагружениях. При этом основной гипотезой, позволяющей оценить изменение местных напряжений в

зоне концентрации, является гипотеза о соответствии значений коэффициента концентрации деформации K_ε значениям теоретического коэффициента концентрации напряжений α_σ . Базируясь на этой гипотезе, с учетом некоторых других предположений можно получить систему уравнений для определения местных напряжений $\bar{\sigma}_{\max_k}$ и местных деформаций $\bar{\varepsilon}_{\max_k}$ и коэффициентов концентрации напряжений $K_\sigma = \frac{\bar{\sigma}_{\max}}{\sigma_H}$ и деформаций $K_\varepsilon = \frac{\bar{\varepsilon}_{\max}}{\varepsilon_H}$.

$$\left. \begin{aligned} K_\varepsilon &= \alpha_\sigma; \bar{\varepsilon}_{\max_k} = \bar{\varepsilon}_H \cdot K_\varepsilon = \bar{\varepsilon}_H \cdot \alpha_\sigma; \\ \bar{\sigma}_{\max_k} &= (\bar{\varepsilon}_H \cdot \alpha_\sigma)^m; K_\sigma = \frac{1}{\bar{\sigma}_H} \cdot (\bar{\varepsilon}_H \cdot \alpha_\sigma)^m; \\ \bar{\sigma}_{\max_k} &= 1 + \bar{E}_T \cdot [(\bar{\varepsilon}_H \cdot \alpha_\sigma) - 1]; \\ K_\sigma &= \frac{1}{\bar{\sigma}_H} \cdot \{1 + \bar{E}_T \cdot [(\bar{\varepsilon}_H \cdot \alpha_\sigma) - 1]\}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где черта над величинами означает напряжения и деформации, отнесенные к пределу текучести σ_T и соответствующей деформации ε_T ; \bar{E}_T – относительный модуль упрочнения; индекс «н» обозначает номинальные значения величин; индекс «m» – характеристика упрочнения материала в упругопластической области ($0 \leq m \leq 1$).

При идеально упругом деформировании материала ($m = \bar{E}_T = 1$) из (1) следует равенство $K_\sigma = K_\varepsilon = \alpha_\sigma$. Для реальных значений m и \bar{E}_T использование уравнений (1) приводит к занижению значений местных деформаций $\bar{\varepsilon}_{\max_k}$ в зонах концентрации по сравнению с действительными (измеренными) значениями, что является весьма опасным при использовании результатов прочностных расчетов.

Уточнение коэффициентов концентрации осуществляется введением в уравнения (1) поправочных функций и постоянных множителей, определяемых по диаграмме деформирования, а также на основе допущений о равенстве энергий деформации в зоне концентрации для стадий упругого и упругопластического деформирования. Для определения расчетных значений максимальных напряжений и деформаций в наиболее опасной точке конструкции при известной диаграмме статического деформирования материала $\sigma = f(\varepsilon)$ и номинальных характеристиках σ_H и ε_H предложен ряд соотношений, из которых наибольшее распространение получили зависимости Нейбера, Махутова, Всесоюзнотехнического института (ВТИ):

$$\begin{aligned} K_z(\infty) &= 1 + 2 \cdot \sqrt{\frac{h}{\rho}}, \\ K_z(\infty) &= \sigma_z \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot \rho}, \\ K_z(\infty) &= 1 + 2 \cdot \sqrt{\frac{h}{\rho} \cdot \frac{0,42 \cdot \sigma_{zn}(\rho_1) + 0,58 \cdot \sigma_{zn}(\rho_2)}{\sigma_{zn}(\rho_2)}}. \end{aligned}$$

Для определения уровня местных условно упругих осевых напряжений σ_z и интенсивностей упруго-пластических деформаций ε_i в зонах кольцевых терморазгрузочных канавок реальных роторов, подверженных воздействию силовых нагрузок и температурных напряжений, необходимо выполнить достаточно трудоемкие расчеты общего НДС ротора методом конечных элементов. Расчеты еще более

усложняются при сгущении сетки для большей дискретизации нерегулярных зон конструкции (места сопряжения различных по форме элементов) с определением здесь местных напряжений и коэффициентов концентрации.

В связи с этим зачастую подобные расчеты стремятся упростить путем использования коэффициентов концентрации напряжений и деформаций, которые определяются в узкой области без учета остальных особенностей всей конструкции ротора.

Имеются несколько приближенных способов определения коэффициентов концентрации условно упругих напряжений, как в одиночных кольцевых канавках, так и в цепочке канавок с постоянным шагом.

В таблице приведены некоторые результаты расчета по методу конечных элементов (МКЭ) коэффициентов концентрации условно-упругих осевых напряжений K_{σ_z} , интенсивностей напряжений K_{σ_i} и интенсивностей упруго-пластических деформаций K_{ε_i} в терморазгрузочной канавке думмиса ротора СД турбины К-200-130 в различные моменты нескольких режимов работы турбины: пуск из горячего состояния после 2 часов 30 минут (ПГС), стационарный режим (СР), пуск из холодного состояния после 9 часов 20 минут (ПХС). Рассматривались пуски без предварительного прогрева уплотнений. Ротор подвергался одновременному воздействию центробежных сил (практически не влияющих на уровень K_{σ_z}) и двухмерных температурных полей. Поскольку сгущение сетки в каждом случае выполнялось только в зоне одной канавки, учет влияния соседних канавок выполняется приближенно с помощью формул предложенных ВТИ.

Таблица
Коэффициент концентрации напряжений и деформаций на поверхности канавки

Режим	ПГС	СР	ПХС
K_{σ_z} (МКЭ)	5,821	2,09	6,111
K_{σ_i} (МКЭ)	2,283	2,269	–
K_{ε_i} (Нейбер)	8,204	–	–
K_{ε_i} (МКЭ)	6,145	–	–
K_{ε_i} (ВТИ)	5,952	5,720	6,0
K_{ε_i} (Махутова)	6,966	–	–

Во всех приближенных формулах учитывается изменение температуры по радиусу и не учитываются особенности конструкции ротора в области ближайшей к канавке (канавка в бесконечно гладком вале). Сопоставление результатов приближенных вычислений с данными расчета МКЭ позволяют судить о степени достоверности приближенных вычислений.

Как следует из таблицы наиболее вероятные значения коэффициентов концентрации упруго-пластических деформаций, определенные с учетом разгружающего эффекта от взаимного влияния канавок, лежат в пределах 5,7–8,2.

Температурное поле принималось изменяющимся по радиусу в соответствии с законом:

$$t_r = t(r_{\text{вн}}) + \Delta t_r \cdot \left(\frac{r - r_{\text{вн}}}{r_{\text{нар}} - r_{\text{вн}}} \right)^n, \quad (2)$$

где $\Delta t_r = t_{r_{\text{нар}}} - t_{r_{\text{вн}}}$;

$t_{r_{\text{нар}}}$ – температура на внешнем радиусе диска $r_{\text{нар}}$;

$t_{r_{\text{вн}}}$ – температура на внутреннем радиусе диска $r_{\text{вн}}$;

r – текущий радиус, на котором определяется температура.

Величина показателя степени n в уравнении (2) характеризует закон изменения температуры по радиусу и оказывает основное влияние на величину радиального градиента температуры. Продифференцировав обе части уравнения (2) по r получим:

$$\frac{dt(r)}{dr} = n \cdot \frac{\Delta t_r}{\Delta r} \cdot \left(\frac{r - r_{\text{вн}}}{r_{\text{нар}} - r_{\text{вн}}} \right)^{n-1}, \quad (3)$$

где $\Delta r = r_{\text{нар}} - r_{\text{вн}}$; $\frac{dt(r)}{dr}$ – радиальный градиент температур.

Положив в (3) $r = r_{\text{нар}}$, выразим n через радиальный градиент температур:

$$n = \frac{(dt/dr) \cdot r_{\text{нар}}}{\Delta t_r / \Delta r}. \quad (4)$$

На рисунке 2 приведены графики по результатам анализа влияния абсолютной величины радиального перепада температур и характера ее изменения по радиусу на величину коэффициентов концентрации осевых K_{σ_z} , окружных K_{σ_θ} напряжений и интенсивности упруго-пластических деформаций K_{ε_i} в зоне терморазгрузочной канавки. Эти результаты были получены с помощью расчетов МКЭ для цилиндрического участка ротора, соответствующего думмису ротора СД с единичной терморазгрузочной канавкой.

Как следует из графиков на рисунке 2, коэффициент концентрации $K_{\sigma_z} = \sigma_{z_{\text{max}}} / \sigma_{z_n}$ не зависит от перепада температур Δt_r и слабо зависит от показателя степени n , т.е. величина K_{σ_z} определяется, в основном, геометрией концентратора. Следовательно, полученное значение K_{σ_z} может быть использовано в расчетах различных реальных случаев при той же геометрии канавки, если отсутствует осевой градиент температуры (или является малым). Это позволяет использовать значения K_{σ_z} , определенные при одном из расчетных режимов, для определения $\sigma_{z_{\text{max}}}$ при других режимах, ограничиваясь в этих случаях расчетом лишь номинальных напряжений с пересчетом K_{σ_z} в зависимости от n , определяемого по (4), и для других тепловых канавок на достаточном удалении от торцов и дисков.

При этом не учитывается влияние на K_{σ_z} и K_{ε_i} изменения осевого градиента температур, которое по выполненным оценкам невелико.

Величины K_{ε_i} существенно меняются с изменением как n , так и Δt_r .

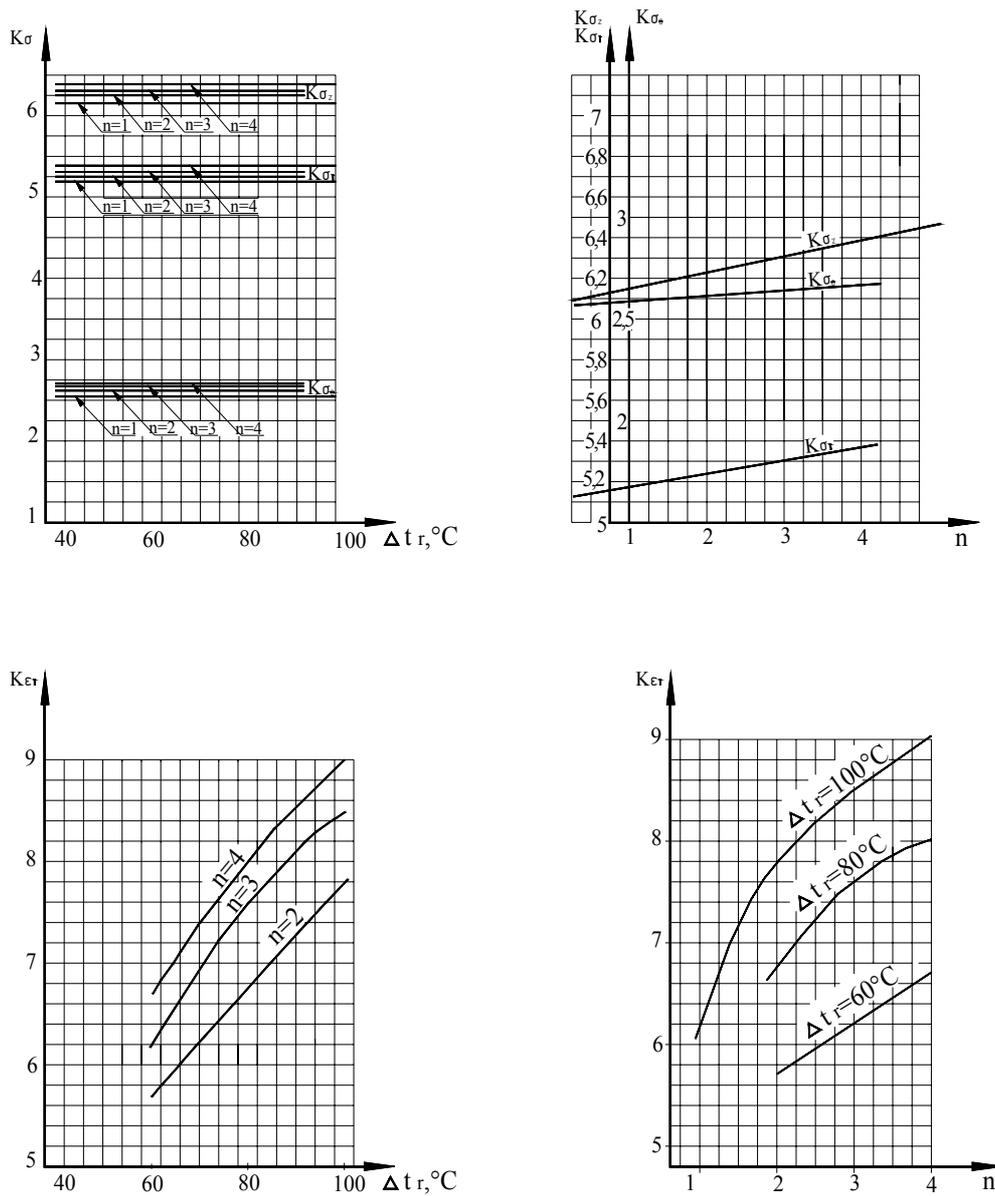


Рис. 2. Зависимости коэффициентов концентраций

На рисунках 3 и 4 показаны графики зависимости K_{σ_z} и K_{ϵ_i} в средней канавке регулярной цепочки канавок бесконечного вала (имитирующего участки концевых уплотнений ротора) от относительного шага ($\bar{l} = l/h$, l – расстояние между канавками, h – глубина канавки) между ними. Графики построены на основании проведенных МКЭ расчетов и могут использоваться для учета разгружающего взаимовлияния канавок, для чего найденные каким-либо способом (например, МКЭ) коэффициенты концентрации в одиночной канавке K_{σ_z} и K_{ϵ_i} при конкретных режимах и размерах ротора следует умножить на отношение $K_{\sigma_z}^*/K_{\sigma_z}^\infty$ ($K_{\sigma_z}^*$ – при соответствующих величине относительного шага \bar{l} и количестве соседних канавок, $K_{\sigma_z}^\infty$ – при одиночной канавке). Соответственно K_{ϵ_i} умножается на отношение $K_{\epsilon_z}^*/K_{\epsilon_z}^\infty$ ($K_{\epsilon_z}^*$ – значение при

минимальном относительном шаге в группе канавок, $K_{\varepsilon_z}^{\infty}$ – при максимальном относительном шаге, что равносильно одиночной канавке).

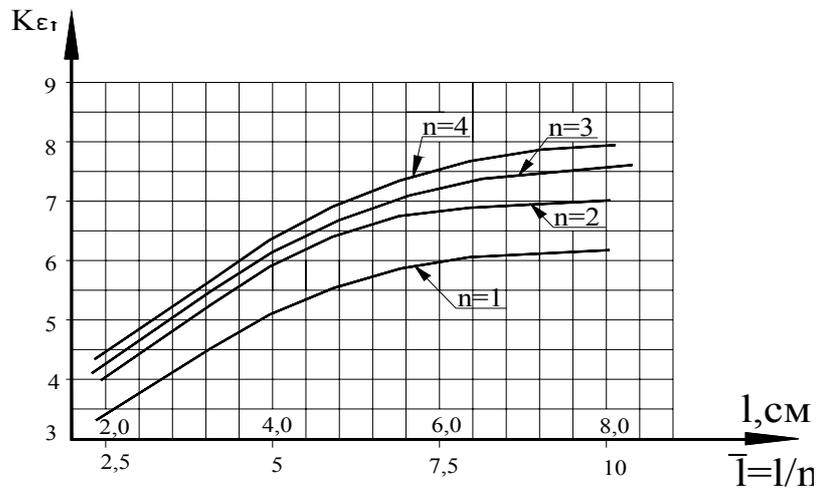


Рис. 3. Кривые коэффициентов концентрации интенсивностей упруго-пластических деформаций в зависимости от шага между канавками

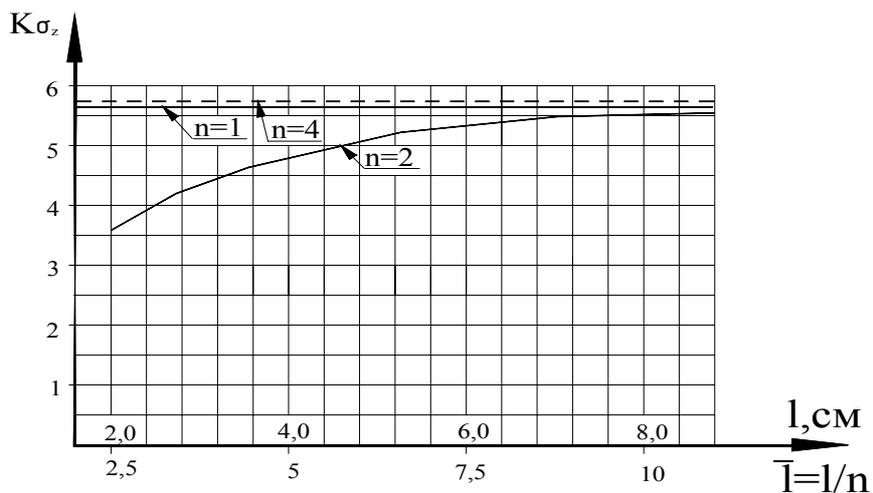


Рис. 4. Кривые коэффициентов концентрации осевых напряжений в зависимости от шага между канавками

На рисунке 5 приведено сопоставление K_{σ_z} в средней и крайней канавках на поверхности вала (при одномерном температурном поле), найденных по МКЭ (кривые 4 и 6), с помощью формул ВТИ (кривые 1 и 5) и по приближенным формулам (кривые 2 и 3).

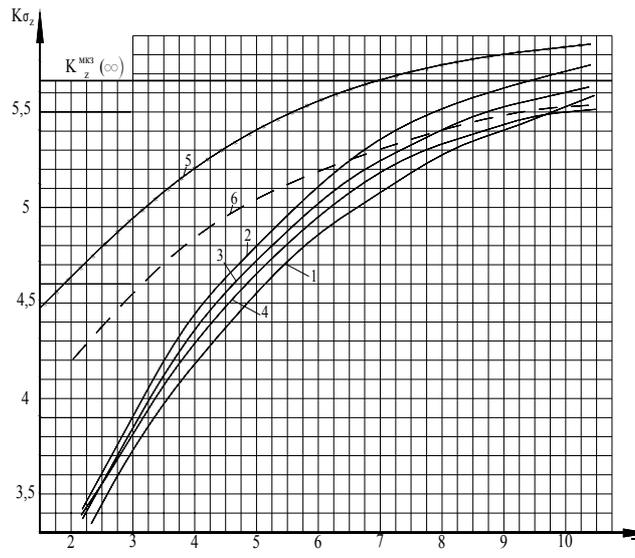


Рис. 5. Сравнение результатов расчета коэффициентов концентрации осевых напряжений по МКЭ с расчетами по приближенным формулам

Выводы

Величины коэффициентов концентрации, определенные по приближенным формулам (кривые 2 и 3, рис. 5) и при решении осесимметричной задачи по МКЭ (кривые 4 и 6, рис. 5), отличаются при равнозначных условиях по геометрии в пределах (3–10) %. Это позволяет считать возможным использование в большинстве случаев, при определении коэффициентов концентрации, приближенных методов. Слишком большой диапазон между величинами коэффициентов концентрации для крайних и промежуточных канавок по методу ВТИ представляется нелогичным при сравнении с другими рассмотренными методами. В особо критических случаях имеет смысл использование результатов по расчетам МКЭ (кривая 6, рис. 5), как дающих наиболее консервативный результат.

Список литературы: 1. *Нейбер, Г.* Концентрация напряжений [Текст] / Г. Нейбер. – М.-Л.: ОГИЗ, 1947.
2. *Петерсон, Р.* Коэффициенты концентрации напряжений [Текст] / Р. Петерсон. – М.: Металлургиздат, 1962. – 488 с.

© Сухинин В.П., Пугачева Т.Н., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.438:669.85

А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; ИПМаш НАН України, Харків;
В.В. СОЛОВЕЙ, д-р техн. наук; ИПМаш НАН України, Харків;
В.Н. ГОЛОЩАПОВ, канд. техн. наук; ИПМаш НАН України, Харків

ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОДЕТАНДЕРА ДЛЯ ВОДОРОДОЖИЖИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С ТЕРМОСОРБЦИОННЫМ КОМПРЕССОРОМ

Проведено расчётно-теоретическое исследование трехмерных вязущих течений, а также сравнительный анализ режимных и конструктивных характеристик входных радиально-осевых и осевых ступеней турбомашин, установлено термодинамическое преимущество радиально-осевого варианта конструкции. Предложена конструкция с переменным по высоте профилем лопатки и определены его основные характеристики.

Проведено розрахунково-теоретичне дослідження тривимірних в'язких течій, а також порівняльний аналіз режимних і конструктивних характеристик вхідних радіально-осьових та осьових ступенів турбомашини, встановлена термодинамічна перевага радіально-осьового варіанта конструкції. Запропоновано конструкцію зі змінним по висоті профілем лопатки і визначені її основні характеристики.

Estimated and theoretical research of three-dimensional viscous flows and comparative analysis of operational and designed performances of inlet radial-axial and axial stages of turbomachine have been conducted. The thermodynamical advantage of the radial-axial version of design has been defined. A version of the design with blade profile of changeable height has been suggested and its basic performances have been defined.

Недостатком существующих способов ожижения водорода является значительное потребление электрической энергии. Известно, что коэффициент ожижения пропорционален работе, выполненной в цикле сжатым газом, и количеству теплоты, отданному дополнительному холодоисточнику. Основной вклад в энергоёмкость процесса ожижения вносит процесс компримирования водорода. Следовательно, экономичность ожижения можно повысить путем уменьшения затрат первичной энергии на сжатие газа.

Исследования показывают, что преобразование теплоты, получаемой при сжигании топлива на тепловой электрической станции в работу сжатия водорода с помощью механического компрессора ИВУВ-45/150 с электроприводом, характеризуется степенью термодинамического совершенства равной 0,183 [1].

В качестве сравнения рассмотрим термодинамические характеристики сжатия водорода в термосорбционном компрессоре (ТСК), созданном для водородоожигательной установки. Согласно экспериментально установленной зависимости $\ln p = f(1/T)$ для металлгидрида $\text{LaNi}_{4,8}\text{AlH}_{0,2}$, при нагнетании водорода с повышением давления от 0,1 до 15 МПа обходимо располагать источником теплоты с температурным потенциалом 500 К и хладоисточником с температурой 293 К [2]. Степень термодинамического совершенства термохимического способа преобразования теплоты при указанных параметрах в энергию сжатого водорода составляет 0,575.

Потери работоспособности в отдельных элементах системы при термохимическом сжатии водорода с помощью ТСК, указанные в процентах от располагаемой работоспособности теплоты на верхнем температурном уровне, приведены на рис. 1.

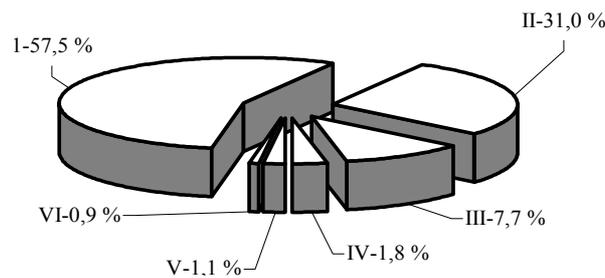


Рис. 1. Эксергетическая диаграмма термохимического компримирования водорода: *I* – эксергия сжатого водорода; *II* – потери эксергии вследствие внешней необратимости (на верхнем температурном уровне); *III* – потери эксергии в результате несовершенства переходного процесса; *IV* – потери эксергии вследствие внешней необратимости (на нижнем температурном уровне); *V* – потери эксергии, обусловленные наличием вредного пространства; *VI* – потери эксергии в газораспределительной системе

В рассмотренном случае степень термодинамического совершенства термохимического сжатия почти в 3 раза превышает аналогичный показатель при реализации механического компримирования. Это объясняется тем, что термохимический способ исключает ряд промежуточных преобразований энергии, характерных для механического сжатия. Проведенные комплексные экспериментальные и расчетно-теоретические исследования позволяют прогнозировать технические характеристики перспективных образцов ТСК.

Учитывая высокую термодинамическую эффективность термохимического сжатия, представляется целесообразным включение металлогидридного ТСК в схемы водородоожижительной установки. Металлогидридный термосорбционный компрессор может служить не только базовым агрегатом ожижительной или рефрижераторной установки, но и использоваться в дополнительном холодильном контуре. Это позволяет исключить из схемы предварительное азотное охлаждение.

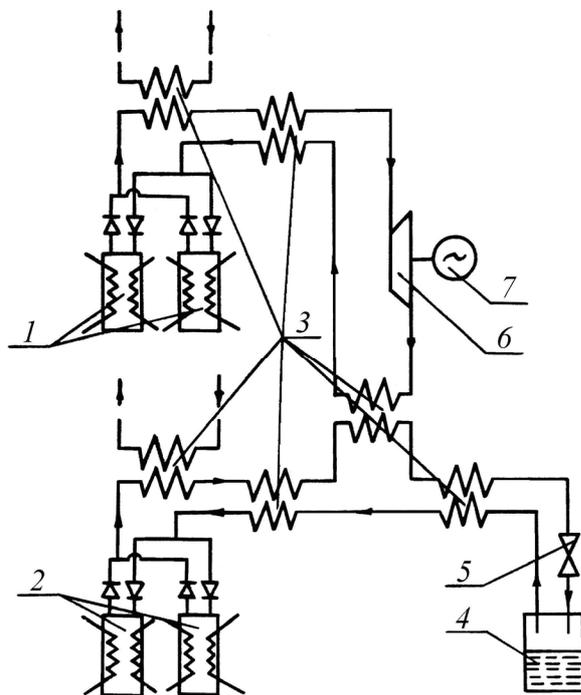


Рис. 2. Схема водородоожижительной установки на базе ТСК:
 1 – ТСК холодильного контура;
 2 – ТСК водородоожижительного контура;
 3 – теплообменники; 4 – сосуд для жидкого водорода; 5 – дроссельное устройство;
 6 – детандер; 7 – нагрузочное устройство

На рис. 2 изображена разработанная схема водородоожижительной установки на базе ТСК. Реализация двухконтурной схемы установки, в которой в первом контуре осуществляется замкнутый детандерный холодильный цикл, обеспечивающий необходимое значение температуры перед дросселированием водорода во втором контуре, позволяет повысить эффективность ожижения при сохранении технически приемлемого значения уровня давления в установке.

Теоретически затраты энергии в виде теплоты низкого температурного потенциала на ожижение 1 кг водорода в установке на базе ТСК составляют не более 320 кДж. Кроме того, исключается необходимость дополнительного холодоисточника в виде жидкого азота.

Анализ данных показывает, что применение термохимической технологии сжатия водорода обеспечит снижение металлоемкости и энергоемкости компрессорного оборудования. Потребление теплоты низкого температурного потенциала для сжатия водорода в ТСК открывает перспективы использования вторичных энергетических ресурсов при ожижении водорода для его хранения и транспортировки.

Применение в таких схемах термохимического термосорбционного компрессора, позволяет использовать низкопотенциальное тепло для получения достаточно высокой степени сжатия водорода [2, 3]. Такое сжатие требует особого подхода к созданию расширительной машины роторного типа (турбодетандеров) для водородоожигительных установок с ТСК.

Создание турбодетандерных установок такого класса позволяет предположить, что речь может идти о высокооборотных малых турбинах, что требует решения проблем, обусловленных ограничением мощности.

Высокая степень сжатия водорода и, как следствие, малые удельные объемы движущегося в турбодетандере рабочего тела, накладывают определенные условия, как на выбор типа проточной части, так и на количество ступеней. Известные типы ступеней турбины, осевые, центростремительные, центробежные, позволяют провести выбор рациональной формы проточной части турбодетандера с учетом наиболее рациональной геометрии, обеспечивающей высокую экономичность и технологичность.

Конструирование лопаточных машин с разными рабочими телами при сохранении одинаковых значений критериев Маха и Эйлера приводит к значительному увеличению окружной скорости u рабочего колеса при использовании газов, для которых характерны большие скорости звука (H_2 , He). Рост скорости u обычно ограничен условиями прочности ступеней. Поэтому турбомшины на легких газах проектируют исходя из условия снижения значения u , что приводит к увеличению числа ступеней. Это является нежелательным показателем. Поэтому для уменьшения числа ступеней при использовании в качестве рабочего тела легких газов необходимо выбирать параметры ступеней с учетом увеличения их удельной работы. С этой целью рассмотрим более детально вопрос рационального формирования конструктивного облика отдельных элементов турбоагрегата, использующего водород в качестве рабочего тела, для турбодетандера со следующими термогазодинамическими характеристиками: полное давление на входе – 10,0 МПа; полная температура на входе – 293 К; массовый расход рабочего тела – 1,0–1,1 кг/с; степень понижения полного давления – 33; частота вращения ротора – 35000 об/мин.

Для выбора варианта конструкции ступеней турбодетандера было проведено расчетное исследование трехмерных вязких течений, которое выполнялось с использованием программного комплекса *FlowER*. В комплексе реализованы следующие элементы математической модели: осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье-Стокса, двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности *SST* Ментера, неявная квазимонотонная *ENO*-схема повышенной точности [3, 4].

Геометрическая форма каналов исследуемых ступеней проточных частей разработана с помощью метода, в котором профили лопаток описываются кривыми четвертого порядка [5].

Анализ результатов расчетного исследования позволил определить основные геометрические характеристики ступеней турбодетандера. На рис. 3 представлен вид двух вариантов первой ступени (радиально-осевого и осевого типов) и последней ступени (осевого типа), а в табл. 1 даны их основные геометрические характеристики.

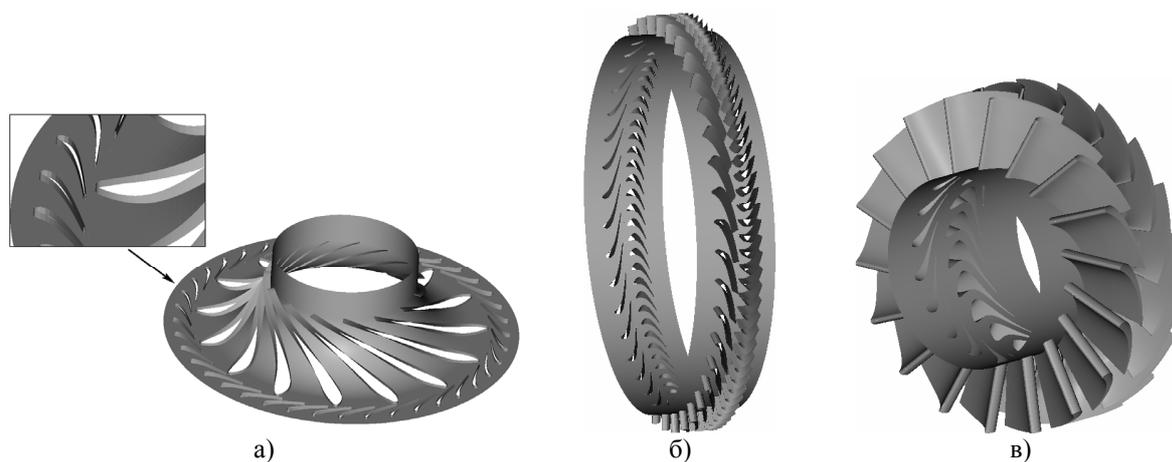


Рис. 3. Вид исследуемых ступеней: *а* – первая ступень радиально-осевого типа; *б* – первая ступень осевого типа; *в* – последняя ступень осевого типа

Таблица 1
Основные геометрические характеристики исследуемых ступеней

Параметр	Первая ступень				Последняя ступень	
	радиально-осевая		осевая		осевая	
	НА	РК	НА	РК	НА	РК
Число лопаток	40	15	40	80	18	20
Диаметр по входной кромке, м*	0,23	0,2	0,105	0,105	0,138	0,138
Диаметр по выходной кромке, м*	0,204	0,105	0,105	0,105	0,138	0,138
Высота канала на входе, м	0,002	0,002	0,005	0,005	0,038	0,038
Высота канала на выходе, м	0,002	0,005	0,005	0,005	0,038	0,038
Эффективный угол решетки, град	12,1	23,8	10,8	16,5	14,4	13,6

* по среднему сечению;
НА – направляющий аппарат;
РК – рабочее колесо.

В табл. 2 даны интегральные газодинамические характеристики разработанных ступеней. Последняя ступень осевого типа имеет достаточно высокие интегральные аэродинамические характеристики как по уровню потерь кинетической энергии и внутреннего КПД, так и по степени понижения полного давления.

В результате исследования можно заключить, что разработанная методика определения диапазона параметров рабочего тела позволяет выбирать исходные характеристики для создания турбины, рабочим телом которой является водород.

Таблица 2
Интегральные газодинамические характеристики ступеней

Параметр	Первая ступень		Последняя ступень
	радиально-осевая	осевая	осевая
Массовый расход, кг/с	1,075	1,067	1,048
Степень понижения полного давления	1,64554	1,24047	1,52934
Абсолютный угол выхода потока (от осевого направления), град	2,25	-0,2	-2,59
Потери кинетической энергии, %	9,3	11,46	8,01
Потери кинетической энергии с выходной скоростью, %	2,3	3,35	4,33
Внутренний КПД, %	90,7	88,34	91,99
Мощность ступени, кВт	970,062	417,863	451,376

Выполненный анализ термогазодинамических параметров водородного турбодетандера позволил определить диапазон изменения частоты вращения ротора, конструктивные особенности и геометрические характеристики сопловых и рабочих лопаток. На основании расчетов установлено, что минимальная высота лопаток для турбодетандеров промышленного назначения может быть принята равной 10 мм, что потребует применения парциальных ступеней в турбине.

На рис. 4 представлена визуализация течения по средним сечениям в двух плоскостях, а в табл. 2 даны интегральные газодинамические характеристики последней ступени турбодетандера.

Из представленных результатов следует, что в предложенной проточной части наблюдается удовлетворительная картина обтекания потоком водорода лопаточных аппаратов, а ступень имеет достаточно высокие интегральные аэродинамические характеристики как по уровню потерь кинетической энергии и внутреннего КПД, так и по степени понижения полного давления.

Для совершенствования технико-экономических характеристик ожижения водорода показана возможность применения термохимической технологии сжатия рабочего тела в водородоожигательных установках, работающих с турбодетандерным расширением потока. С целью обеспечения высокого аэродинамического совершенства последней ступени предложен вариант конструкции с переменным по высоте профилем лопатки и определены ее основные характеристики. Полученные данные позволят сформировать конструктивный облик турбодетандера высокого давления с уровнем суммарного внутреннего КПД 90 %. Суммарное число ступеней в расширительной машине необходимое для обеспечения понижения давления от 15,0 МПа до 0,3 МПа, будет составлять от 5 до 19.

На основании результатов профилирования элементов проточной части водородного турбодетандера, полученных с использованием данных расчетно-теоретического исследования трехмерных вязких течений, проведен сравнительный

анализ режимных и конструктивных характеристик входных радиально-осевой и осевой ступеней турбомашины, установлено термодинамическое преимущество радиально-осевого варианта конструкции.

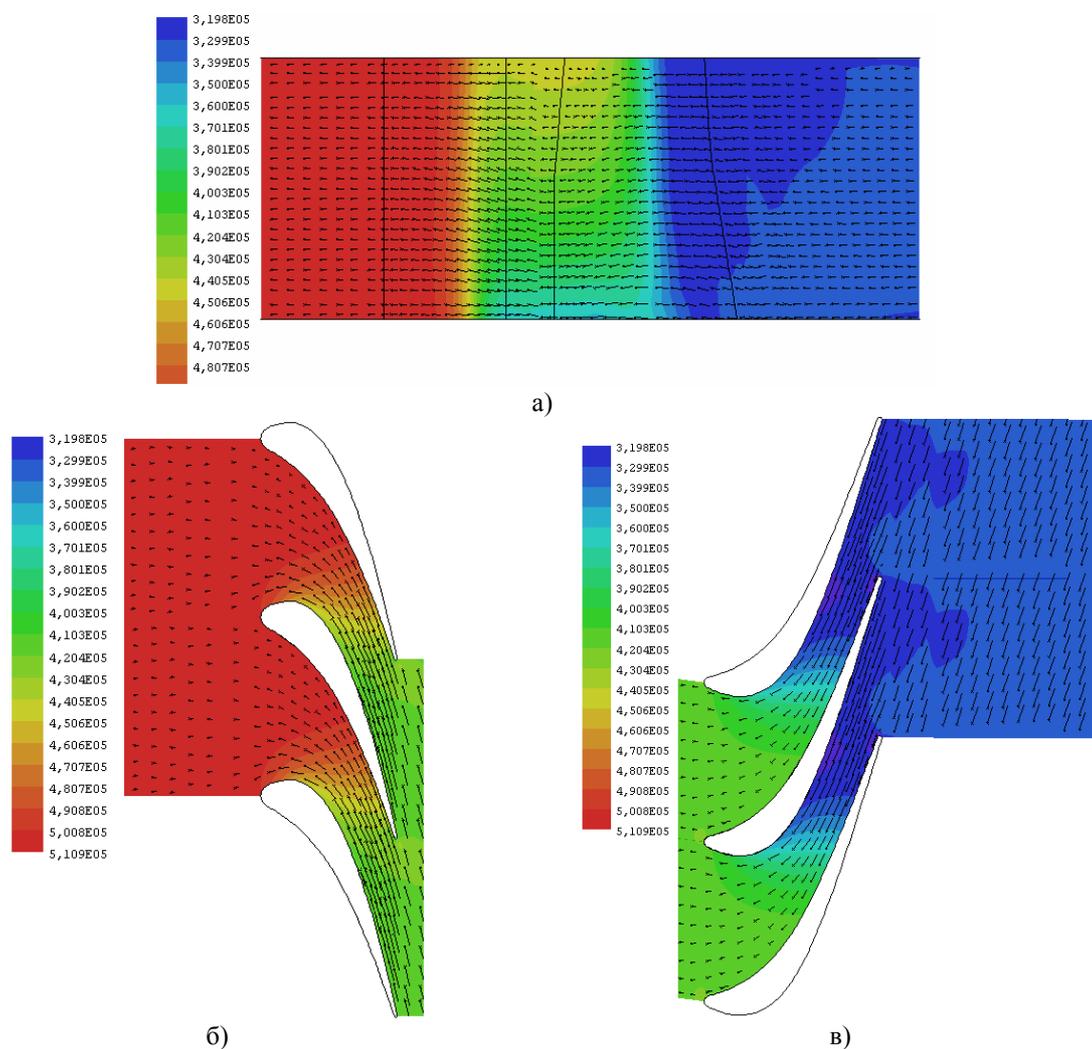


Рис. 4. Изолинии давления и векторы скорости в последней ступени:
 а – среднее сечение в меридиональной плоскости;
 б – среднее сечение канала НА; в – среднее сечение канала РК

Список литературы: 1. Абрамов, Ю.А. Системы хранения и подачи водорода на основе твердых веществ для бортовых установок [Текст] / Ю.А. Абрамов, В.И. Кривцова, В.В. Соловей. – Харьков: Фолио, 2002. – 369 с. 2. Соловей, В.В. Металлогидридные энерготехнологии. Проблемы и перспективы [Текст] / В.В. Соловей, Ю.Ф. Шмалько, М.В. Лотоцкий // Проблемы машиностроения. – 1999. – № 1. – С. 115-132. 3. Русанов, А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст] / А.В. Русанов, С.В. Ершов. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 4. Бойко, А.В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов [и др.]. – Харьков, НТУ «НПИ», 2002. – 356 с. 5. 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.

© Русанов А.В., Соловей В.В., Голощапов В.Н., 2012
 Поступила в редколлегию 08.02.12

УДК 621.438.2

С.М. ВАНЕЕВ, канд. техн. наук; доц. Сумського державного університета;
В.В. ГЕТАЛО, аспірант Сумського державного університета;
С.К. КОРОЛЕВ, с.н.с. ПАО «Сумське НПО ім. М.В.Фрунзе»

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ ДЛЯ ТУРБОДЕТАНДЕРНОГО АГРЕГАТА

В работе приведены некоторые результаты экспериментальных исследований струйно-реактивной турбины, построенные на основе зависимостей частоты вращения струйно-реактивной турбины на холостом ходу и пускового момента от давления на входе в турбину. Также статья содержит обработанные графики, иллюстрирующие отклонение характеристик работы турбины от расчетных из-за наличия волнового кризиса и подход к определению наличия волнового кризиса с помощью критического числа Маха.

В роботі наведені деякі результати експериментальних досліджень струйно-реактивної турбіни, побудованих на основі залежностей частоти обертання струйно-реактивної турбіни на холостому ході та пускового моменту від тиску на вході в турбіну. Також стаття містить оброблені графіки, які ілюструють відхилення характеристик від розрахункових через роботу турбіни у зоні хвильової кризи та підхід до визначення наявності хвильової кризи за допомогою критичного числа Маха.

Certain results of experimental researches are presented in the article, which are constructed on base dependence between rotating frequency of jet-reactive turbine at no-load mode and input pressure. Also the article contains processed charts, which are illustrate the deviation from the calculated characteristics of the turbine due to the work in the «wave crisis» area and design procedure for determining the presence «wave crisis» through the critical Mach number.

Проблема и ее связь с научными и практическими заданиями.

В настоящее время в мире решение проблемы энергосбережения всеми возможными путями является актуальной и первоочередной задачей. Одним из путей решения этой задачи является использование (утилизация) вторичных и бросовых энергоресурсов.

Один из способов подготовки газа на месторождениях является применение установок низкотемпературной сепарации (НТС), холод в которых возникает в результате дросселирования газа. С точки зрения термодинамики процесс дросселирования является неэффективным; гораздо более эффективной альтернативой является процесс расширения газа в турбине и получения дополнительной энергии, которую можно использовать для привода каких-либо машин (насосов, компрессоров, вентиляторов) или преобразовать в электрическую энергию с помощью генератора.

Для подобного использования может быть предложена струйно-реактивная турбина (СРТ). Обладая такими качествами как: простота конструкции, технологичность изготовления, относительная дешевизна, надежность и безопасность в эксплуатации, СРТ является серьезным конкурентом лопастным и винтовым турбинам в этой области.

Схема струйно-реактивной турбины, применяемой в турбодетандерных агрегатах, показана на рис. 1. Конструктивно СРТ очень проста. 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. Полости вала и сопловых трубок соединены и образуют непрерывный газовый тракт от

торцевого входа в осевой канал вала до тягового сопла. Рабочее колесо может быть выполнено также в виде диска с внутренними радиальными каналами. СРТ в данном исполнении, в отличие от лопаточных турбин, вообще не имеет быстроизнашиваемых каких-либо контактных или малозазорных лабиринтных уплотнений.

Газ подводится по оси вала посредством питающего (подводящего) сопла, которое может быть регулируемым, расположенным с достаточно большим осевым зазором по отношению к входному торцу вала (до 0,5–0,7 мм). Если отношение давлений на турбине сверхкритическое, то в цилиндрической части осевого канала поток переходит через скачок уплотнения на дозвуковую скорость, затем в диффузоре, расположенном после цилиндрического канала, поток тормозится и далее движется по тракту с небольшой скоростью до тягового сопла, из которого вытекает со звуковой или сверхзвуковой скоростью, образуя реактивную силу тяги и крутящий момент на валу турбины.

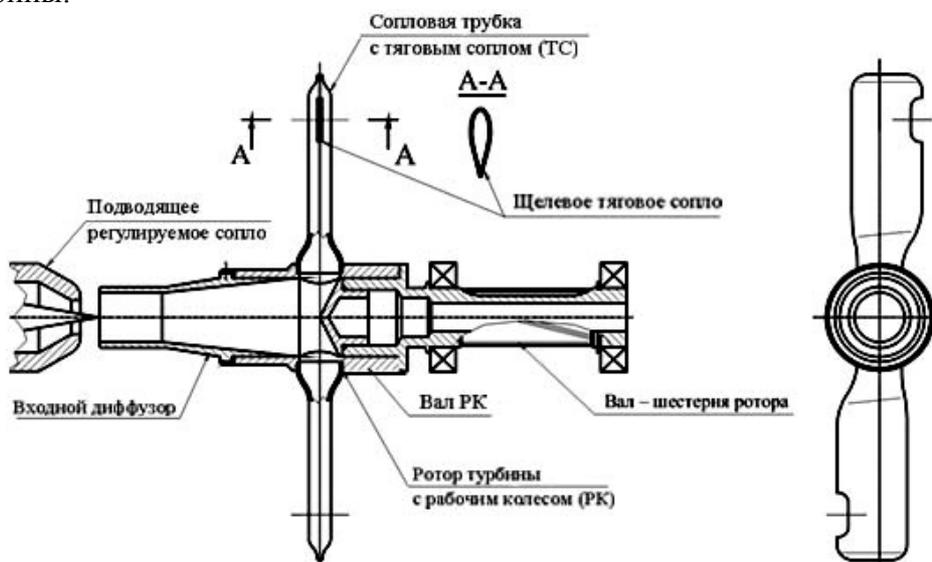


Рис. 1. Схема нереверсивной струйно-реактивной турбины

Таким образом, в СРТ происходит преобразование потенциальной энергии сжатого газа в кинетическую энергию сверхзвуковой струи, истекающей из тягового сопла. При этом эффективность процесса преобразования и, следовательно, эффективность (КПД) турбины в целом возрастает с ростом давления и температуры рабочего тела перед тяговым соплом. В связи с этим подвод рабочего тела к тяговому соплу должен осуществляться с наименьшими потерями. Геометрические размеры и соотношения элементов проточной части определяются с учетом минимизации потерь энергии в этих элементах.

Анализ исследований и публикаций.

Прообразом струйно-реактивной турбины является изобретенное в 1750 г. венгерским ученым Сегнером турбинное колесо, названное в его честь. Теория СРТ (сегнерова колеса) рассмотрена в ряде работ [1–5].

В работе [3], исследован изоэнтропный процесс течения газа в проточной части СРТ и влияние различных геометрических параметров турбины на движущий момент, т.е. момента на валу турбины без учета момента аэродинамического сопротивления вращению.

В работе [1] сопротивление вращению учитывается коэффициентом, в котором не отражено взаимное влияние плеч ротора СРТ при вращении, потери на трение в

газовом тракте принимаются равными (10–20) % от величины момента, полученного при изэнтропном процессе течения в газовом тракте турбины, утечки рабочего тела не учитываются.

В работе [2] сделана попытка определить КПД СРТ, но при этом не учитываются: взаимное влияние плеч ротора СРТ при вращении, утечки газа, потери энергии в газовом тракте ротора от возможных скачков уплотнений.

В работе [5] исследуются характеристики СРТ исходя из уравнения Эйлера для турбомашин; при этом рассматривается идеальная турбина: без утечек, потерь в газовом тракте и потерь от вращения ротора в окружающей среде.

Более детально исследуется СРТ в работах [6–8], в которых проведен широкий комплекс теоретических и экспериментальных исследований как на исследовательских стендах, так и в составе привода шарового крана DN 500 PN 80.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями подтверждена эффективность применения диффузорного элемента в осевом канале вала СРТ. В качестве критерия эффективности СРТ выбраны: для пускового режима – величина удельного пускового момента (удельной тяги); для рабочего режима – относительный внутренний (изэнтропный) КПД.

Постановка задачи.

Согласно структуре потерь и КПД струйно-реактивной турбины, изложенной в работе [9], доля основных видов потерь, указанных на рис. 2 (потери на гидравлическое сопротивление по длине газового тракта ротора ζ_r , включая потери на скачке уплотнения при сверхзвуковом входе струи в тракт; потери, обусловленные наличием зазора между торцом вала и срезом питающего сопла $\zeta_{ут}$, а также обусловленные вращением ротора в среде вязкого газа $\zeta_{с.в.}$; потери с выходной скоростью $\zeta_{дин}$) различна и зависит от скорости вращения ротора СРТ. При высоких скоростях вращения ротора определяющим фактором понижения эффективности работы турбины является аэродинамическое сопротивление вращению ротора СРТ в окружающей среде (рис. 2).

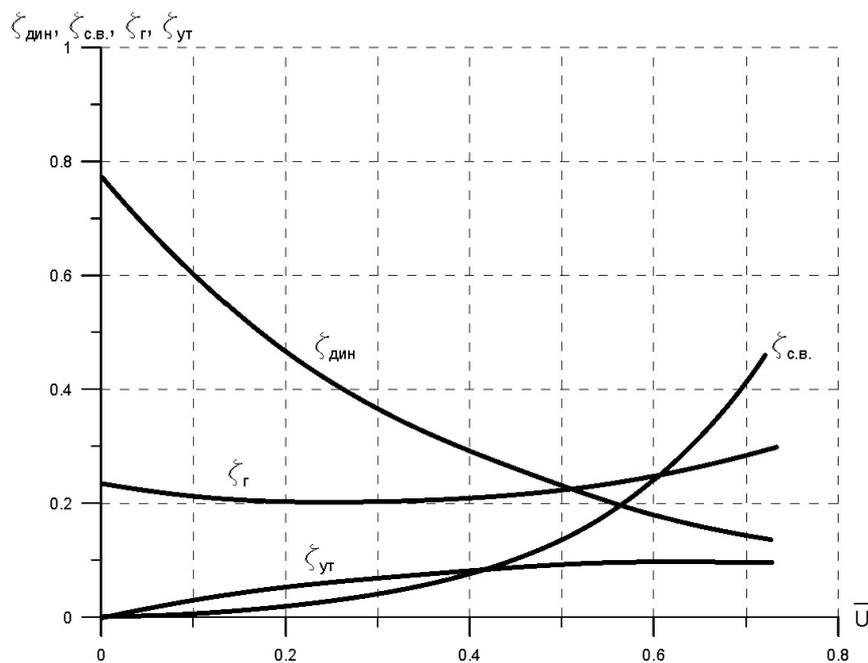


Рис. 2. Зависимость относительных величин потерь энергии от приведенной окружной скорости ротора

Величина этого сопротивления оценивается комплексным коэффициентом аэродинамического сопротивления вращению $K_{с.в.}$, величина которого была просчитана по результатам экспериментальных измерений частоты вращения турбины на холостом ходу и пускового момента на валу. Ниже на рис. 3, 4 представлены экспериментальные зависимости для определенного положения иглы питающего сопла.

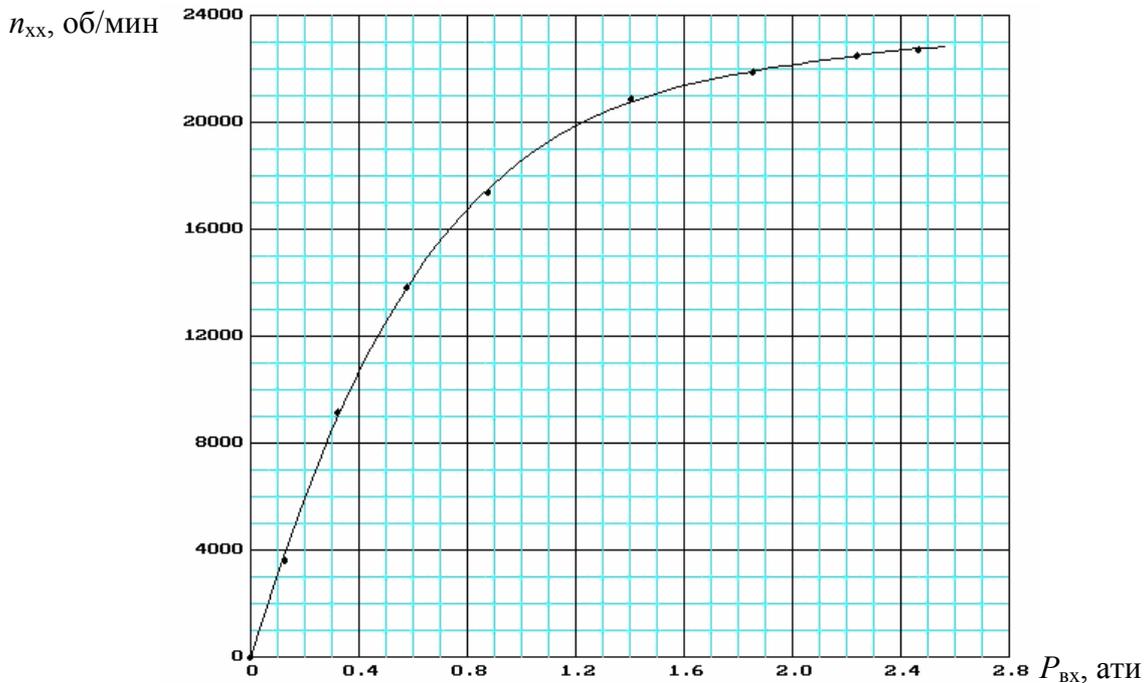


Рис. 3. Зависимость оборотов холостого хода СРТ от давления на входе

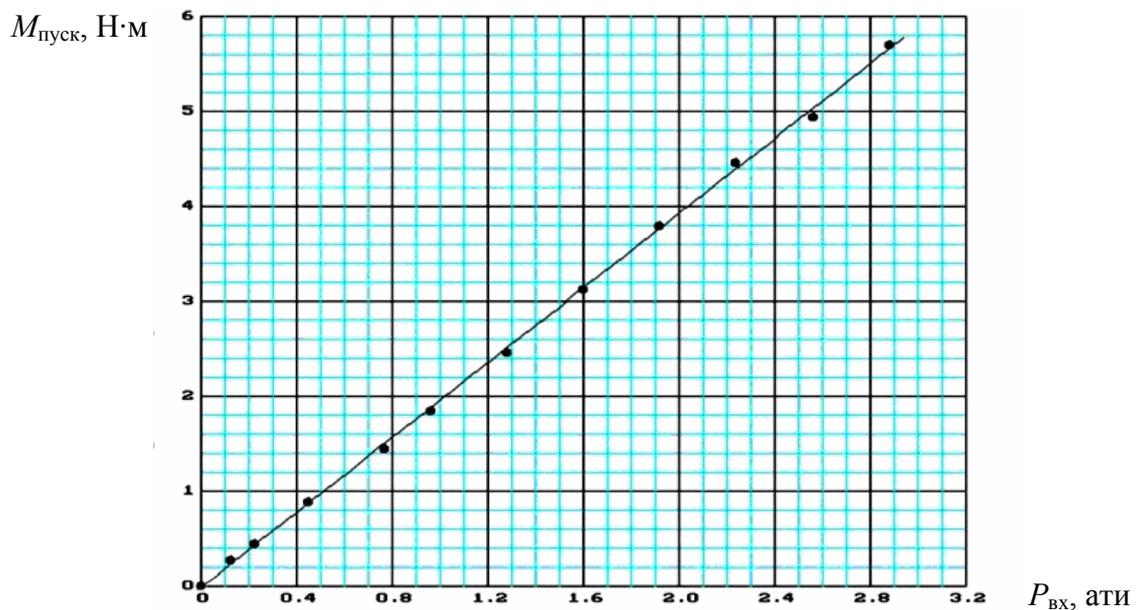


Рис. 4. Зависимость пускового момента СРТ от давления на входе

Данные графики являются исходными для построения и анализа интересующих зависимостей с использованием коэффициента $K_{с.в.}$.

В работе приводятся некоторые результаты модельных исследовательских испытаний опытного образца турбодетандер-электрогенераторного агрегата на базе

струйно-реактивной турбины (рис. 5) мощностью 100 кВт ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД (далее ТДА) для газораспределительных станций (рис. 6).



Рис. 5. Струйно-реактивная турбина (СРТ)



Рис. 6. Агрегат ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД на «ГРС-1 Сумы»

Основная часть и обоснование полученных результатов.

Момент на валу турбины определялся уравнением [10]

$$M_T = M_U - M_{с.в.} = M_U - K_{с.в.} \cdot \omega_T^2,$$

где M_U – момент, определенный по теореме об изменении момента количества движения потока газа относительно оси вращения, обусловленный взаимодействием потока газа с элементами проточной части СРТ; $M_{с.в.}$ – момент сопротивления вращению ротора в окружающей среде (момент аэродинамического сопротивления); $K_{с.в.}$ – коэффициент сопротивления вращению, зависит: от плотности окружающей среды, наружного диаметра ротора, формы, количества и взаимного расположения трубок плеч ротора, частоты вращения вала турбины, может быть определен только экспериментально; ω_T – угловая скорость вращения турбины.

Для режима холостого хода, когда $M_T = 0$, получим (без учета механических потерь в подшипниках)

$$M_U = M_{с.в.} = K_{с.в.} \cdot \omega_{xx}^2.$$

Момент M_U равен [9]

$$M_U = R_W \cdot \frac{D}{2} - G_m \cdot \omega_{xx} \cdot \frac{D^2}{4},$$

где R_W – сила тяги тяговых сопел в относительном движении; D – диаметр расположения осей тяговых сопел относительно оси вращения; G_m – расход газа через тяговые сопла; ω_{xx} – угловая скорость вращения ротора СРТ на холостом ходу.

Тогда

$$K_{c.b.} = \frac{M_U}{\omega_{xx}^2} = \frac{R_w \cdot D/2 - G_m \cdot \omega_{xx} \cdot D^2/4}{\omega_{xx}^2}.$$

Разработаны прикладные программы, позволяющие с учетом этого коэффициента рассчитывать характеристики СРТ: зависимости $M_T = f(n)$; $N_T = f(n)$; $\eta_T = f(n)$, как при $K_{c.b.} = \text{const}$, так и по аппроксимированной зависимости $K_{c.b.} = f(n)$.

Момент на валу турбины и КПД определялся по формулам:

$$N_T = M_T \cdot \omega_T \quad \text{и} \quad \eta_T = N_T / (G_n \cdot h_S) = N_T / N_S,$$

где G_n – расход газа через питающее сопло СРТ; h_S – изоэнтропная работа расширения 1 кг рабочего тела от параметров торможения на входе СРТ до давления окружающей среды; N_S – располагаемая мощность.

По результатам измерений холостого хода и пускового момента на валу турбины был просчитан коэффициент $K_{c.b.}$ и построены его аппроксимированные зависимости (рис. 7).

Из представленных графиков видно, что при значениях входного давления порядка 0,8 ати и частоты вращения ротора СРТ порядка 18000 об/мин наблюдается минимальное значение коэффициента $K_{c.b.}$, которое составляет 0,15 кг·м². На рис. 7б прослеживается характерная стремительно растущая зависимость $K_{c.b.}$ при оборотах свыше 20000 об/мин. Описание и причины возникновения данного явления будут рассмотрены ниже.

По результатам испытаний агрегата ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД на «ГРС-1 Сумы» построены графики зависимости электрической мощности от частоты вращения выходного вала ТДА (рис. 8) при различных входных давлениях, которые настраиваются с помощью регулятора.

Как видно из рис. 8 при оборотах выходного вала ТДА больше 2100–2300 об/мин (что соответствует оборотам 16500–18000 об/мин струйно-реактивной турбины с учетом передаточного отношения редуктора 7,85) мощность, вырабатываемая турбиной, перестает нарастать, а с увеличением частоты вращения – уменьшается. Расчётная характеристика 5 *расчёт* построена для сравнения с опытной характеристикой 5 (см. рис. 8). Расчёт моделирует СРТ закрытую дисками, т.е. внешнее аэродинамическое сопротивление – это дисковое трение. Завал опытных характеристик на больших скоростях вращения (рис. 8 линии 1–б) и стремительное увеличение коэффициента сопротивления вращению при $n > 18000$ об/мин (рис. 7б) объясняется возникновением волнового кризиса (звуковой барьер) на крыловидных профилях тяговых консолей СРТ и соответственно увеличением их внешнего аэродинамического сопротивления. Волновой кризис характеризуется возникновением на профилях плеч ротора местных скоростей с числом Маха больше 1. Положительной стороной данного эффекта является самопроизвольное предотвращение режимов «разноса» СРТ.

При возникновении сверхзвуковых скоростей на профилях плеч турбины происходит торможение потока на диффузорной части профиля через скачки уплотнения, т.е. наступает волновое сопротивление. Критическое число Маха, соответствующее началу волнового кризиса, определяется формулой [11]

$$M_{\text{крит}} = \frac{1}{\cos \chi_C} \left[1 + \frac{(k+1)^{4/3}}{2} \cdot \frac{(\bar{c})^{4/3}}{\cos^{2/3} \chi_C} - \frac{(k+1)^{2/3} \cdot (\bar{c})^{2/3}}{\cos^{1/3} \chi_C} \right],$$

где χ_c – угол стреловидности профиля; \bar{c} – относительная толщина профиля; k – показатель адиабаты.

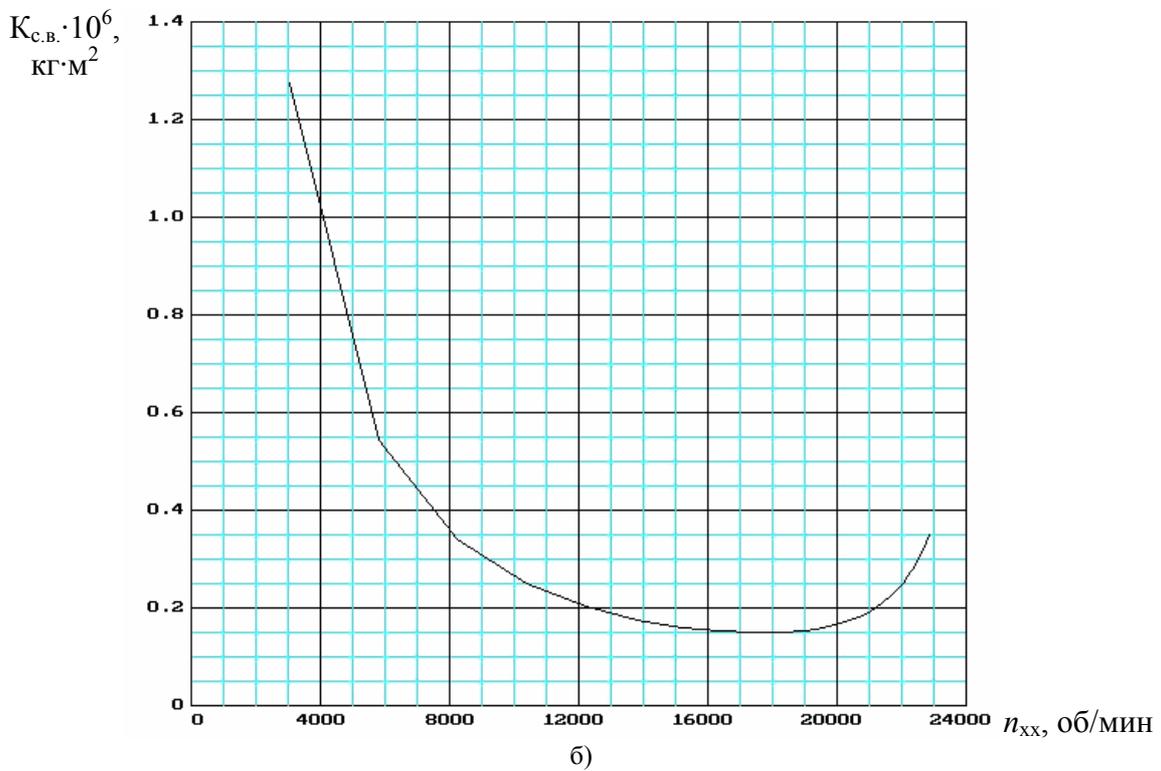
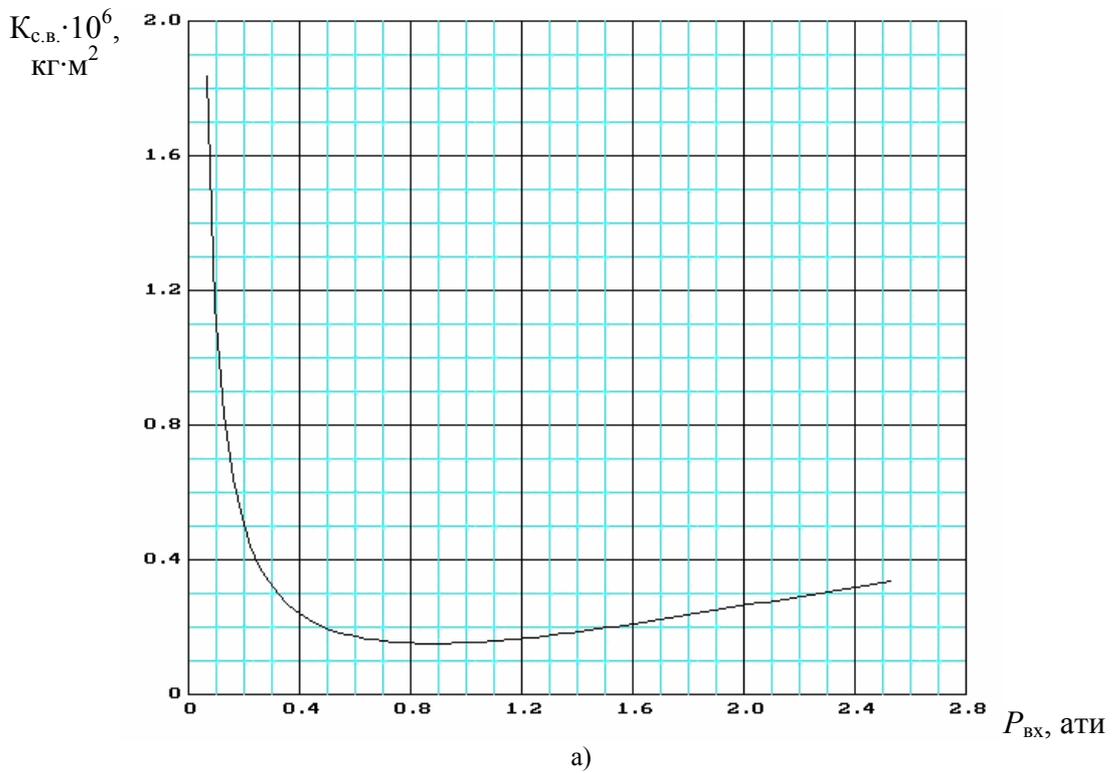


Рис. 7. Зависимость коэффициента сопротивления вращению $K_{с.в.}$ от избыточного давления на входе в СРТ (а) и от частоты вращения ротора (б)



Рис. 8. Зависимости электрической мощности ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД от частоты вращения выходного вала агрегата:

- 1 – $P_{\text{вх}} = 34$ ати, $P_{\text{вых}} = 2$ ати, $n_{\text{игл}} = 8,5$ об. – режим ~ 50 %;
- 2 – $P_{\text{вх}} = 40$ ати, $P_{\text{вых}} = 2$ ати, $n_{\text{игл}} = 8,5$ об. – режим ~ 50 %;
- 3 – $P_{\text{вх}} = 33$ ати, $P_{\text{вых}} = 2$ ати, $n_{\text{игл}} = 20$ об. – режим 100 %;
- 4 – $P_{\text{вх}} = 40$ ати, $P_{\text{вых}} = 2$ ати, $n_{\text{игл}} = 20$ об. – режим 100 %;
- 5 – $P_{\text{вх}} = 50$ ати, $P_{\text{вых}} = 2,2$ ати, $n_{\text{игл}} = 20$ об. – режим 100 %;
- 6 – $P_{\text{вх}} = 47$ ати, $P_{\text{вых}} = 2,14$ ати, $n_{\text{игл}} = 20$ об. – режим 100 %

Действительное число Маха на срезе тягового сопла определяется по формуле

$$M_{\text{д}} = \frac{U_R}{a} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}} \cdot n}{60 \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_{\text{вых}}}},$$

где U_R , a – окружная скорость и скорость звука на срезе тягового сопла соответственно; $D_{\text{п}}$ – диаметр периферии; n – частота вращения ротора СРТ; R – универсальная газовая постоянная; $T_{\text{вых}}$ – температура внутри корпуса турбины.

Расчет по этим формулам для данной турбины:

– рабочая среда воздух (см. рис. 7б). Параметры: обороты СРТ 20000 об/мин, угол стреловидности $\chi_{\text{с}} = 0^\circ$, относительная толщина $\bar{c} = 0,318$, радиус периферии $R = 0,11$ м, показатель адиабаты $k = 1,4$, температура внутри корпуса турбины $T_{\text{вых}} = 233$ К, газовая постоянная $R = 287$ Дж/(кг·К). По результатам расчета $M_{\text{крит}} = 0,514$ при значении действительного числа Маха $M_{\text{д}} = 0,678$, т.е. $M_{\text{крит}} < M_{\text{д}}$;

– рабочая среда газ (см. рис. 8 линии 1–6). Параметры аналогичны при работе СРТ на воздухе, за исключением показателя адиабаты $k = 1,323$ и универсальной газовой постоянной $R = 508$ Дж/(кг·К). По результатам расчета $M_{\text{крит}} = 0,516$ при значении действительного числа Маха $M_{\text{д}} = 0,524$, т.е. $M_{\text{крит}} < M_{\text{д}}$.

По результатам проведенных расчетов видно, что в обоих случаях $M_{\text{крит}} < M_{\text{д}}$. Это означает, что работа СРТ на данных режимах находится в зоне волнового кризиса, поэтому основную долю аэродинамических потерь составляют волновые потери.

Выводы из данного исследования и перспективы дальнейших разработок в этом направлении.

По результатам работы и проведенных исследований необходимо отметить следующее:

1 Достаточно хорошее совпадение результатов расчета и эксперимента в области значений действительных чисел Маха меньше критических.

2 Определенный выбор значений входного давления $P_{\text{вх}}$ и частоты вращения ротора СРТ позволяет достичь наименьших величин коэффициента аэродинамического сопротивления вращению.

3 Анализ экспериментальных данных показал необходимость дополнительного исследования режимов работы СРТ и разработку рекомендаций, направленных на исключение работы турбины в зоне волнового кризиса.

Список литературы: 1. Саяпин, В.В. Оптимизация параметров пневмопривода со струйным двигателем [Текст] / В.В. Саяпин // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – Вып. 10. – М.: Машиностроение, 1984. – 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. – Вып. 13. – М.: Машиностроение, 1987. – 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. Ванеев, С.М. Струйно-реактивный двигатель и возможности его использования [Текст] / С.М. Ванеев, С.К. Королев, Ю.Л. Рухлов, Ю.Т. Федотов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1990. – № 6. – С. 16-17. 5. Кириллов, И.И. Теория турбомашин [Текст] / И.И. Кириллов, А.И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1974. – 320 с. 6. Исследование и экспериментальные работы по отработке и оптимизации пневматических приводов со струйно-реактивным двигателем для шаровых кранов: отчет о НИР / ВНИИкомпрессормаш. – Сумы, 1987. – 180 с. – № ГР 0870042515. – Инв. № 02870088015. 7. Исследование механических и динамических характеристик пневмоприводов арматуры и оптимизация их конструкций: отчет о НИР / ВНИИкомпрессормаш. – Сумы, 1989. – 89 с. – № ГР 01890056751. – Инв. № 190/89. 8. Исследование и совершенствование струйно-реактивной турбины для приводов различного назначения: отчет о НИР / ВНИИкомпрессормаш. – Сумы, 1990. – 82 с. – № ГР 01900059312. – Инв. № 194/90. 9. Ванеев, С.М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины [Текст] / С.М. Ванеев // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – № 9(30)-10(31) – Сумы, 2001. – С. 207-214. 10. Ванеев, С.М. Расчет характеристик струйно-реактивной турбины [Текст] / С.М. Ванеев // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – Вып. 36. – К., 1999. – С. 263-269. 11. Проектирование самолетов [Текст] / А.А. Бадягин, С.М. Егер, В.Ф. Мишин, Ф.И. Склянский, Н.А. Фомин. – М.: Машиностроение, 1972. – С. 298-303.

© Ванеев С.М., Гетало В.В., Королев С.К., 2012
Поступила в редколлегию 13.02.12

УДК 621.165

В.П. СУББОТОВИЧ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
Ю.А. ЮДИН, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.Ю. ЮДИН, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ»;
С.А. ТЕМЧЕНКО, м.н.с. НТУ «ХПИ»

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕСТИРОВАНИЯ МЕТОДА РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ В КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ

Представлены результаты расчетных исследований кольцевого диффузора с прямолинейными стенками, полученные с помощью метода расчета течения в кольцевых каналах, разработанного авторами, и выполнено их сравнение с данными экспериментальных исследований этого же диффузора, а также с результатами расчетов по *CFD*-программе.

Представлені результати розрахункових досліджень кільцевого диффузора з прямолінійними стінками, які отримані за допомогою методу розрахунку течії в кільцевих каналах, розробленого авторами і виконано їх порівняння з даними експериментальних досліджень цього ж диффузора, а також з результатами розрахунків по *CFD*-програмі.

The results of computational modeling of the annular diffuser with straight walls, which were obtained by the method of calculating the flow in annular channels, the designed by authors are present and carried out and compared with the experimental data of the same diffuser as well as the calculations results by *CFD*-program.

Введение

Решение обратной задачи обладает большими перспективами и позволяет получать кольцевые каналы, имеющие высокое аэродинамическое качество при значительном сокращении времени, затрачиваемого на проектирование и доводку.

Возможны два подхода к решению обратной задачи. Первый – итерационное решение ряда прямых задач до совпадения получаемой картины течения с требуемой. Второй подход основывается на решении уравнений газодинамики при условии, что заданными являются параметры потока, а неизвестными – присутствующие в уравнениях геометрические параметры.

В настоящее время решение прямых задач очень часто выполняют с помощью *CFD*-программ, в основе которых заложены уравнения Навье-Стокса, позволяющие при использовании соответствующей модели турбулентности выполнять расчеты вязкого течения достаточно сложных объектов. Однако для каждой итерации, в которой изменены геометрические характеристики проектируемого объекта, требуется перестроить сетку, проверить ее характеристики вблизи поверхностей, выполнить расчет, который даже при использовании современных многопроцессорных компьютеров требует огромных затрат времени для получения результата только одной итерации.

Исходя из выше сказанного, целесообразно разработать метод расчета течения, который позволил бы не только рассчитывать течение в каналах с известной геометрией (прямая задача), но и проектировать каналы под заданные аэродинамические условия (обратная задача) за относительно небольшие промежутки времени, приемлемые для практического энергомашиностроения.

Предпосылками для разработки метода расчета течения в кольцевых каналах послужили работы [1, 2], в которых предложен метод расчета течения для решения прямой и обратной задач в кольцевых решетках турбомашин на цилиндрических

поверхностях тока. В основе обеих задач применен единый методологический подход, в котором прямая задача расчета течения в канале решетки турбомашин является частным случаем обратной задачи проектирования межлопаточного канала. В дальнейшем этот метод получил свое развитие для расчета течения в слое переменной толщины на произвольной поверхности вращения [3].

Основные принципы, которые лежат в основе метода расчета течения в канале турбинной решетки, были использованы для разработки метода расчета течения в осесимметричных кольцевых каналах [4].

Объект исследования.

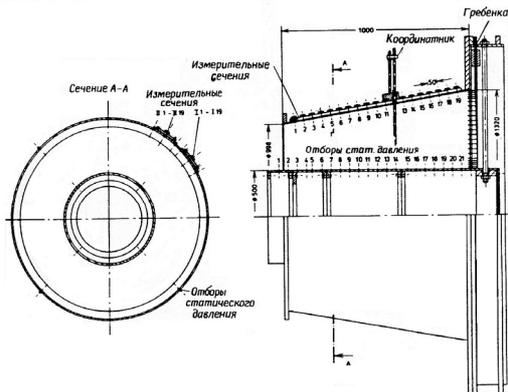


Рис. 1. Кольцевой диффузор с измерительными сечениями

На рис. 1 показан кольцевой диффузор с измерительными сечениями для определения распределения статического давления вдоль наружной и внутренней стенок диффузора [5]. Диффузор расположен после одноступенчатого компрессора. За ним находится успокоительная камера, которая позволяла создавать противодавление на выходе. Длина диффузора в осевом направлении равна 1000 мм, отношение площади выходного сечения к площади входного сечения равно двум. Измерения статического давления вдоль диффузора производилось в 19 сечениях с интервалом

50 мм. Цель этих измерений – выявление характера течения в турбулентном пограничном слое на стенках диффузора.

В данной статье приведено сравнение расчетных данных, полученных с помощью разработанного метода, с экспериментальными данными аэродинамических исследований осевого конического диффузора компрессора [5] и расчетными данными, полученными с помощью *CFD*-программы.

Расчетное исследование течения в диффузоре с использованием невязкой модели течения.

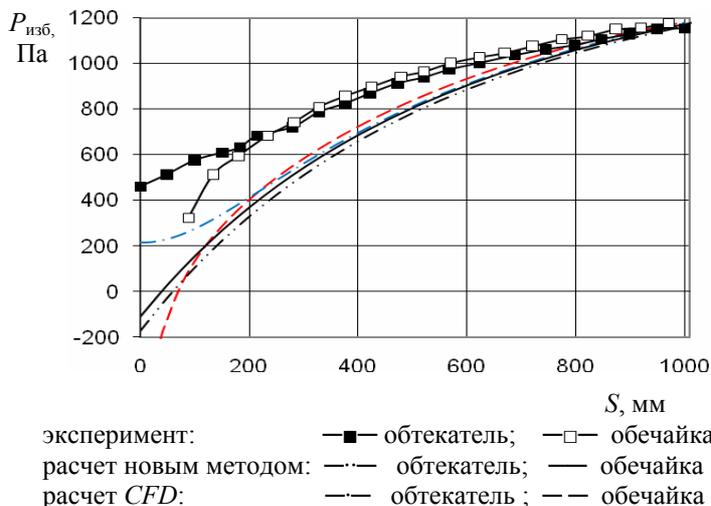


Рис. 2. Распределения статического давления вдоль обводов конического диффузора (невязкий расчет)

На рисунке 2 представлены расчетные и экспериментальные распределения статического давления вдоль стенок диффузора. При расчетах с помощью *CFD*-программы течение принимается невязким.

Как видно из рисунка 2, кривые распределений статического давления вдоль стенок диффузора, полученные с помощью *CFD*-программы и разработанного метода расчета течения хорошо совпадают.

Имеют место расхождения кривых на входном участке диффузора. Эти расхождения связаны с тем, что при расчете с помощью *CFD*-программы поток, имеющий осевое направление до диффузора, при входе в конический диффузор совершает наибольший поворот в области обечайки. Таким образом, здесь основной поток движется вдоль криволинейной поверхности, которая и определяет периферийную поверхность тока. Это приводит к падению давления, что видно и из экспериментальных данных. В разработанном методе полагается, что поток, начиная от входного сечения, движется вдоль поверхностей тока, совпадающих с конической границей на периферии и цилиндрической границей у втулки диффузора. Уровень статического давления в эксперименте выше расчетного, что связано с внутренними потерями.

Итак, расчеты невязкого течения, выполненные с помощью *CFD*-программы и разработанного метода, показали довольно хорошее совпадение распределений статического давления, но распределения, полученные в эксперименте, свидетельствуют о том, что при расчетах необходим учет внутренних потерь.

Расчетное исследование течения в диффузоре с использованием вязкой модели течения.

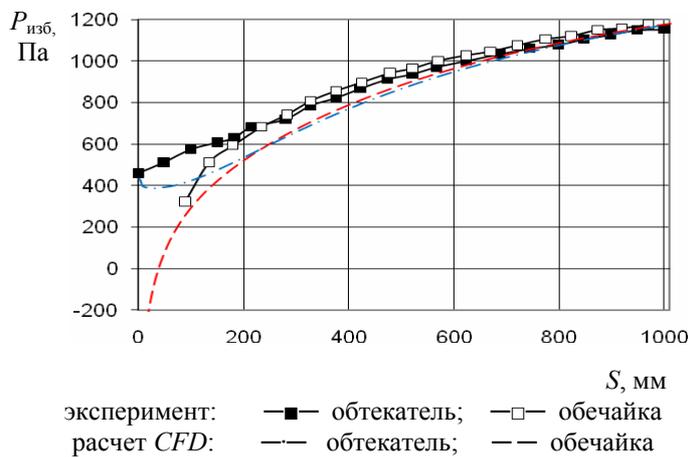


Рис. 3. Распределения статического давления вдоль обводов конического диффузора (вязкий расчет)

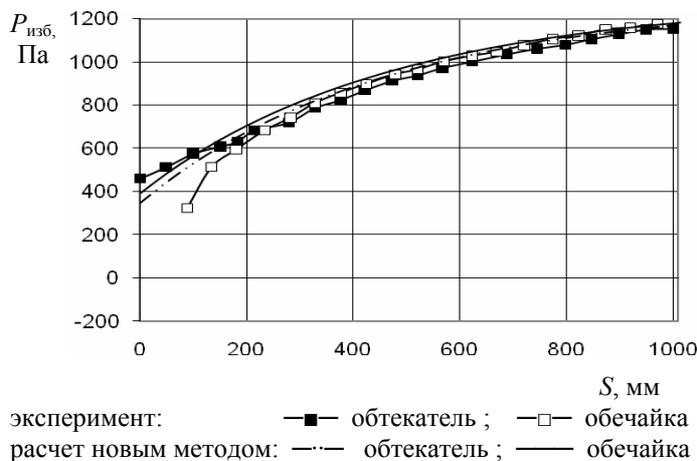


Рис. 4. Распределения статического давления вдоль обводов конического диффузора

Расчет вязкого течения был выполнен с помощью *CFD*-программы. В расчете использовалась *k-ε* модель турбулентности. Сетка в области пограничного слоя выбрана так, чтобы параметр y^+ был равен единице.

Сравнение расчетных и экспериментальных распределений статического давления по обводам диффузора приведены на рис. 3. Уровень статического давления при использовании вязкой модели течения выше, чем для невязкого течения и, естественно, ближе к эксперименту. Однако на участке от входа в диффузор до, примерно, 2/3 его длины заметны отличия. Это можно объяснить влиянием колеса компрессора на развитие и характер турбулентного потока в диффузоре, что приводит к увеличению внутренних потерь в нем [5].

Особенность нового метода – возможность задания изменения величин полных параметров потока от входного до выходного сечений диффузора.

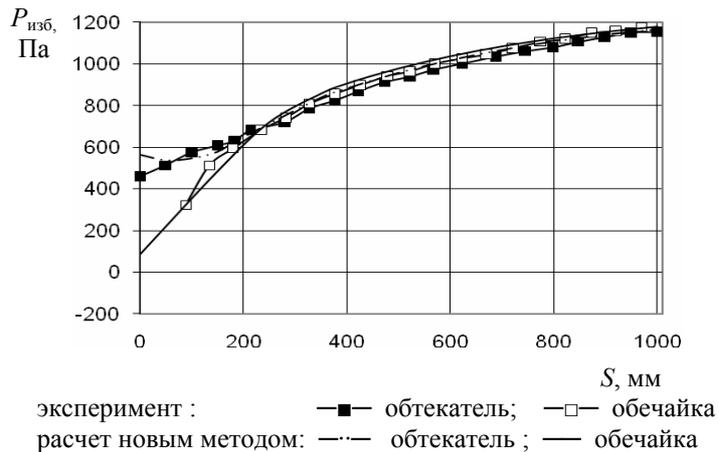


Рис. 5. Розподілення статического тиску вздовж обводів конічного диффузора

новом методі корневої і периферійний обводи диффузора являються поверхностями току. На рис. 5 показан варіант розрахунку новим методом при умові, що периферійна поверхність току на входному участку диффузора має таку ж форму, як і поверхність току в розрахунку з допомогою *CFD*-програми. Из рисунков 4 и 5 следует, что корректировка формы периферийной поверхности тока, приводит к изменению течения на входном участке, а расчетное распределение статического давления вдоль обводов хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Приведенные выше результаты расчетов и их сравнение с данными экспериментального исследования диффузорного канала свидетельствуют о том, что новый метод позволяет предсказать параметры течения в канале с точностью, требуемой для определения аэродинамической эффективности.

Список литературы: 1. Субботович, В.П. Задача расчета скорости на поверхности лопатки турбомашинны как задача оптимизации [Текст] / В.П. Субботович, А.Ю. Юдин // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 12. – С. 101-106. 2. Субботович, В.П. Постановка и метод решения обратной задачи для определения формы межлопаточных каналов кольцевых решеток турбомашин [Текст] / В.П. Субботович, А.Ю. Юдин // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005. – № 29. – С. 49-56. 3. Субботович, В.П. Обратная задача теории решеток на осесимметричной поверхности тока [Текст] / В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, Ван Конг Там // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2009. – № 3. – С. 56–61. – ISSN 2078-774X. 4. Субботович, В.П. Метод расчета течения в осерадальных кольцевых каналах [Текст] / В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, С.А. Темченко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – № 6. – С. 24-27. – ISSN 2078-774X. 5. Пфайль, Х. Измерения параметров турбулентного пограничного слоя в диффузоре за осевым компрессором [Текст] / Х. Пфайль, М. Гёйнг // Энергетические машины. – 1988. – № 3. – С. 72-81.

© Субботович В.П., Юдин Ю.А., Юдин А.Ю., Темченко С.А., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.311

М.А. ДУЭЛЬ, д-р техн. наук; проф. УИПА, Харьков;
Г.И. КАНЮК, д-р техн. наук; проф. УИПА, Харьков;
А.В. ПРИХОДЬКО, инженер ОАО «Южкабель»; соискатель УИПА, Харьков;
Т.Н. ФУРСОВА, канд. техн. наук; ст. преп. УИПА, Харьков

К ВЫБОРУ КРИТЕРИЯ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГОБЛОКОМ ТЭС В ПУСКОВЫХ РЕЖИМАХ

Для энергетики Украины актуальна проблема повышения маневренности энергоблоков. В статье рассмотрен вопрос выбора критерия оптимального управления энергоблоком ТЭС в пусковых режимах, которые являются наиболее ответственными технологическими операциями на ТЭС.

Для енергетики України актуальна проблема підвищення маневреності енергоблоків. У статті розглянуто питання вибору критерія оптимального керування енергоблоком ТЕС в пускових режимах, які є найбільш відповідальними технологічними операціями на ТЕС.

For energy of Ukraine issue of the day of increase of manoeuvrability of blocks. In the article the question of choice of criterion of optimal management power unit is considered TEC in the starting modes that are the most responsible technological operations on thermal electric stations.

Введение. Для выравнивания диспетчерских графиков и регулирования в широких пределах энергосистем все чаще привлекаются блочные энергоустановки, доля которых в суммарной установленной мощности тепловых электростанций непрерывно увеличивается. Отдельные энергосистемы из-за большой недельной неравномерности графика вынуждены уже сейчас останавливать в нерабочие дни до 50 % блочных энергоустановок. Особенно большие затруднения возникают в период паводка, когда для устранения потери гидроресурсов приходится останавливать значительную часть оборудования тепловых электростанций не только в нерабочие дни, но и в ночные часы рабочих суток.

Существенные трудности возникают при пуске оборудования и наборе нагрузки в утренние часы, особенно в понедельник. В объединенных энергосистемах с наиболее неравномерным графиком суммарная нагрузка тепловых электростанций должна увеличиваться от ночного провала к утреннему максимуму в 1,5–1,7 раза. Таким образом, проблема повышения маневренности блоков становится все более актуальной.

Пуск и останов современных мощных блоков являются наиболее трудоемкими и ответственными технологическими операциями на тепловых электростанциях. Они требуют от персонала высокой оперативности при управлении многими регулирующими и запорными органами и одновременном контроле десятков информирующих параметров.

Анализ работы энергетических блоков мощностью 200 и 300 МВт показывает, что 70 % вынужденных простоев блоков связано с авариями паро- и турбогенераторов, причем причинами этих аварий часто являются температурные перенапряжения поверхностей нагрева парогенераторов и корпусов турбогенераторов в зоне впуска пара из-за неточного выдерживания параметров пара в пусковых режимах, а иногда ошибочные действия персонала.

Статистика показывает, что при ручных пусках блоков на выполнение одинаковых операций затрачивается разное время. Так, на трех мощных электростанциях юго-запада страны с блоками по 200 МВт прогрев парогенератора и

паропроводов займаєт от 1,5 до 6 ч, а длительность разворота турбогенератора в большинстве случаев составляет от 15 мин до 1 ч [1, 2]. Автоматизация пусковых режимов блочных энергоустановок позволяет выполнять все операции в кратчайшее время по оптимальным программам и увеличивает надежность работы энергооборудования за счет улучшения режимов и устранения ошибок, допускаемых персоналом при ручном управлении.

Общий критерий оптимального управления энергоблоком. Экономически наивыгоднейшим режимом работы энергосистемы называется такой режим, при котором потребители получают необходимую энергию допустимого качества при наименьших затратах на ее производство, передачу и распределение. По аналогии назовем экономически наивыгоднейшим режимом работы энергоблока на электростанции такой режим, который удовлетворяет наивыгоднейшему режиму работы энергосистемы в целом.

Рассмотрим критерии применительно к задачам оперативного управления энергоблоком в различных режимах его работы. По признакам стабильности нагрузки в заданном интервале времени и состоянию энергооборудования в работе энергоблока могут быть выделены три характеристики режима: нестационарный (пуск, остановка, большие возмущения), нормальный и аварийный. В общем случае на основании исходной информации после ее первичной обработки (перевод в цифровую форму, фильтрация, отбраковка, сжатие и т.п.) вычисляется критерий оптимальности, а затем по алгоритму оптимального управления вырабатываются управляющие воздействия.

Из общего определения критерия можно выделить две составляющие:

- внешнюю (с точки зрения потребителя) – требование выдавать необходимую энергию качества;
- *внутреннюю* (с точки зрения производителя) – требование наименьших затрат на ее производство. Эти составляющие можно рассматривать отдельно, так как они, как правило, входят в критерий аддитивно.

Переходя к анализу внешней составляющей общего критерия, необходимо, прежде всего, выделить группу управляющих воздействий, которые по технологическому процессу относятся ко всей станции в целом (например, распределение электрической нагрузки и вида топлива между блоками). Оптимизация этих управлений должна решаться по общему критерию, но их, следует учитывать при решении задач оптимизации управления отдельными блоками.

Оптимальное распределение электрической нагрузки в крупных энергосистемах не гарантирует совпадения диспетчерской нагрузки энергоблока с нагрузкой, обеспечивающей минимальную себестоимость электроэнергии, вырабатываемой этим блоком. Поэтому при его эксплуатации требуется обеспечение длительной работы с максимальной экономичностью при соблюдении диспетчерского графика нагрузки.

Специфика производства электроэнергии на современных энергоустановках исключает возможность ее запаса. Поэтому невыполнение диспетчерского графика данным энергоблоком влечет за собой замещение его другими энергоблоками данной ТЭС или энергосистемами. Естественно, что если распределение нагрузки было оптимальным с точки зрения критерия энергосистемы, то нарушение графика ведет к потере экстремума, хотя по внутренней составляющей для критерия энергоблока оно может привести к выигрышу. Целесообразно было бы отнести эти потери к внешней составляющей критерия энергоблока W . Так, если изменение внутренней составляющей в результате нарушения равно ΔW_1 , а внешней ΔW_2 , то изменение критерия

$\Delta W = \Delta W_1 + \Delta W_2$. Очевидно, что при оптимальном распределении нагрузки $\Delta W_2 < 0$ и $\Delta W < 0$, нарушение диспетчерского графика не должно привести к выигрышу для энергоблока.

Оценку величины ΔW_2 можно произвести, например, в виде штрафа за нарушение графика [1]:

$$\Delta W_2 = \Delta W_2(|\Delta N|, \text{Sign} \Delta N, N^*, \varepsilon, \lambda(\Delta N)),$$

где $\Delta N = N - N^*$ – величина нарушения графика; N^* – заданная по диспетчерскому графику нагрузка для энергоблока; N – текущая нагрузка; ε – коэффициент использования для ТЭС; $\lambda(\Delta N)$ – величина штрафа.

Внутренняя составляющая общего критерия оптимального управления энергоблоком и станцией в целом – это себестоимость отпускаемой электроэнергии. Составляющие себестоимости (прежде всего расходы на топливо, амортизацию оборудования, текущий ремонт и заработную плату персонала электростанции) являются функционалами от управления. Схема связи себестоимости вырабатываемой электроэнергии с основными функциями системы управления энергоблоком приведена в работе [1].

Таким образом, для реализации общего критерия оптимального управления энергоблоком необходимо знание моделей технологического процесса, прогнозирование диспетчерского графика, а также измерение текущих значений параметров и сводных технико-экономических показателей (ТЭП).

К настоящему времени наиболее полно разработана лишь методика построения математических моделей наиболее важного технологического процесса энергоблока - генерации пара в парогенераторах при нормальном режиме. При решении задач оптимизации пуска энергоблока разрабатывались модели прогрева турбоустановки; при оптимизации процесса горения - модель топки и т.д., однако задачи связи между всеми отмеченными выше моделями пока не решены.

Особенности пусковых режимов энергоблоков. Пуск и последующее нагружение блока можно подразделить на три основных этапа [2]:

- подготовка к началу пуска установки;
- подготовка к подъему параметров пара, толчку ротора турбины, набору оборотов и последующему нагружению турбогенератора;
- собственно пуск, включающий непосредственно выполнение отмеченных выше операций вплоть до синхронизации и полного набора нагрузки турбогенератором.

На первом этапе пуска блока производится общий осмотр оборудования, опробование различных защит и блокировок, проверка исходной тепловой схемы, сборка схем питания электроприводов арматуры и т.п. Как правило, эти операции не особенно трудоемки.

При полной автоматизации этих операций возможен некоторый выигрыш во времени пуска блока. Однако он может быть реализован лишь в случае применения сложных и дорогостоящих систем управления, что в настоящее время не является целесообразным.

Для второго этапа пуска характерны многочисленные и разноплановые логические операции (включение дымососов и вентиляторов, розжиг мазутных

форсунок, подача пара на уплотнения, включение эжектора и набор вакуума, прогрев главного паропровода и т.п.). Операция на этом этапе должны выполняться по возможности одновременно, что не только приводит к сокращению общего времени пуска блока, но и к уменьшению потерь тепла и электроэнергии при пуске.

Для своевременного и качественного выполнения операций второго этапа при ручном пуске требуется дополнительное количество обслуживающего персонала. Кроме того, следует отметить напряженную и не всегда правильную работу персонала при выполнении таких операций, как прогрев паропровода, подача пара на уплотнения и др. При операциях такого рода регулируемые параметры пара, скорости изменения температур металла и соответствующие разности температур могут выходить за допустимые предельные значения, что приводит к снижению надежности работы оборудования и увеличению общего времени пуска. Необходимо также учитывать, что даже значительный объем технологических защит и блокировок современного энергоблока совершенно недостаточен для предотвращения ошибочных действий персонала при пуске.

Опыт показывает, что отмеченные выше операции, особенно при сложных тепловых схемах энергоблоков, очень длительны и трудоемки. В связи с этим автоматизация этой группы операций пуска блока является вполне оправданной даже при использовании относительно сложной и дорогостоящей аппаратуры.

На третьем этапе пуска блока операции, выполняемые последовательно одна за другой, следует рассматривать в виде единого комплекса действий системы управления в наиболее трудных и ответственных условиях. Во время подъема параметров пара, набора оборотов и последующего нагружения турбогенератора особенно необходимы качественное регулирование параметров и тщательный контроль за скоростями изменения температур пара и металла.

В связи с этим целесообразность автоматизации операций на третьем этапе пуска блока не вызывает сомнений.

Накопленный к настоящему времени опыт частичной автоматизации пусковых режимов энергоблоков мощностью 200 и 300 МВт относится к автоматизации операций именно третьего этапа пуска [1–4].

В одной из этих работ рассмотрены определенные уровни автоматизации современных энергоблоков, через которые проходит процесс развития систем автоматического управления блоками во всех режимах, а также намечены пути создания и совершенствования необходимой для этого аппаратуры.

Автоматизация на любом из этих уровней существенно зависит от подготовленности основного оборудования, отработанности пусковых схем и режимов энергоблоков, а также от наличия соответствующей аппаратуры регулирования и контроля.

Выбор общего критерия оптимального управления блоком в нестационарных режимах, который бы учитывал помимо перечисленных выше факторов еще и стоимость средств автоматизации, условия их эксплуатации, подготовленность оборудования, режимы его работы, в настоящее время практически невозможен.

Однако весьма полезно наметить единый методологический подход к оценке всех этих факторов, которые, в конечном счете, связаны с себестоимостью вырабатываемой блоком электроэнергии.

Частные критерии оптимальности управления. При решении частных задач желательно применение таких критериев, глобальные экстремумы которых были бы достаточно близки к глобальному экстремуму общего критерия по принятому для оптимизации вектору управления. Помимо этого должны выполняться и другие требования, предъявляемые к частным критериям оптимизации [1].

Внешняя составляющая частных критериев совпадает по форме с внешней составляющей общего критерия; в некоторых случаях ее удобнее учитывать в виде ограничений. Внутренние составляющие некоторых частных критериев оптимального управления энергоблоком в базовом режиме рассмотрены в работах [1, 2].

Ниже рассмотрен частный критерий оптимального управления энергоблоками в пусковых режимах.

Выбор системы автоматического управления пусковыми операциями на любом уровне автоматизации конкретного объекта производится на основе соответствующего технико-экономического анализа. Применяемые в настоящее время методы этого анализа крайне несовершенны.

Обычно проводят только сопоставление затрат на внедрение и последующую эксплуатацию системы управления с возможной эффективностью. При этом, как правило, учитываются далеко не все факторы, действующие на стадии внедрения и эксплуатации системы управления (например, надежность работы, простота или сложность в обслуживании, подготовленность основного оборудования к автоматизации и т.п.). Кроме того, многие факторы из-за отсутствия достоверных статистических данных и результатов необходимых промышленных испытаний оцениваются весьма произвольно в довольно широком диапазоне.

Технико-экономический эффект при автоматизации нестационарных режимов блока обуславливается следующими основными факторами: повышением надежности работы оборудования; экономией топлива и электроэнергии за счет уменьшения времени пуска; уменьшением затрат на капитальный и текущий ремонты оборудования; увеличением маневренности блока; возможным сокращением обслуживающего персонала.

Минимизация себестоимости является основной задачей управления энергоблоком, в том числе и при пусковых режимах.

К числу основных составляющих себестоимости вырабатываемой электроэнергии, зависящих от схем управления и подлежащих минимизации при автоматизации этих режимов, относятся, прежде всего, расходы на топливо, амортизацию оборудования, текущий ремонт и зарплату обслуживающего персонала.

Примерная схема связи между этими составляющими себестоимости и автоматическим управлением блоком в пусковых режимах приведена на рисунке. Из этой схемы могут быть определены основные составляющие частного критерия оптимального управления при пуске энергоблока. При этом должны учитываться:

– топливная составляющая себестоимости, которая непосредственно зависит от среднего значения КПД энергоблока и косвенно от уменьшения аварийных простоев блока;

– составляющая себестоимости по затратам на текущий ремонт оборудования, которая зависит от условий работы металла турбогенератора и парогенератора, а также от ошибочных действий персонала и связанного с ними роста аварийности блока;

– составляющая себестоимости по зарплате, которая зависит от численности персонала, участвующего в выполнении пусковых операций, а также от затрат на обслуживание системы управления;

– составляющая себестоимости на амортизационные отчисления, которая зависит от затрат на реализацию аппаратуры управления и регулирования

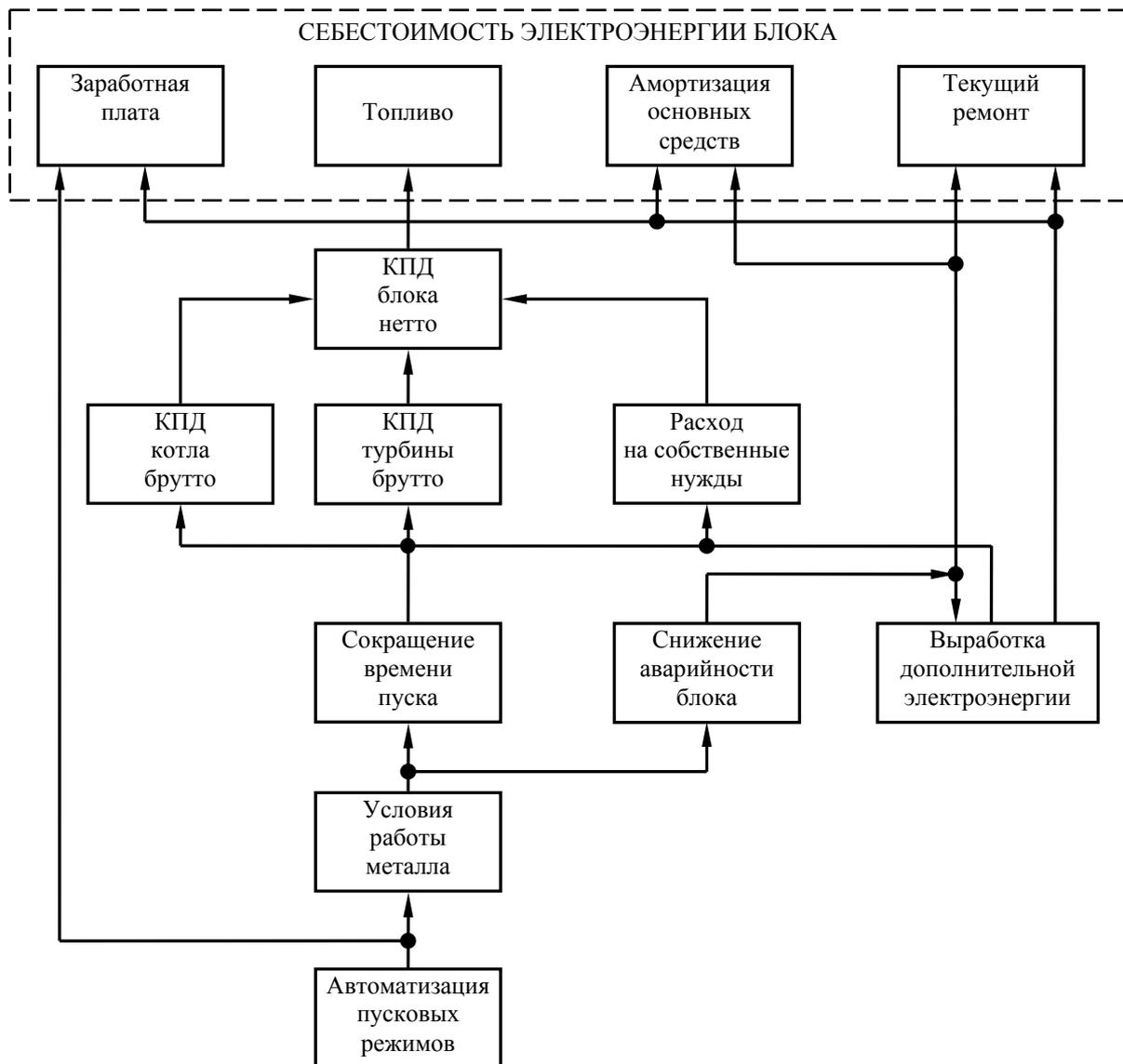


Рис. Схема связи себестоимости вырабатываемой электроэнергии с автоматическим управлением блока в пусковых режимах

Известно, что теплоэнергетические установки имеют максимальный КПД при номинальных параметрах пара или, по крайней мере, близких к ним. При этом КПД монотонно возрастает по мере роста этих параметров. Следовательно, при пусках следует стремиться к максимально быстрому подъему параметров и нагружению установки, так как это способствует повышению среднего значения КПД установки. При сокращении времени пуска уменьшается и расход электроэнергии на собственные нужды.

Условия работы металла и состояние оборудования влияют на КПД блока, а также на внешнюю составляющую общего критерия через выполнение диспетчерского графика нагрузки. Учесть это влияние очень трудно, так как необходимо сначала

определить на основе статистического анализа влияние режимов пуска на состояние оборудования, а затем, оценить влияние состояния оборудования на технологию.

Для определения условий работы металла необходимо определить изменения напряжений в металле парогенератора при пуске, выделить наиболее уязвимые места и определить оптимальные схемы управления.

Если известна зависимость напряжения в металле от измеряемых показателей, то по этой модели можно непосредственно определить напряжение (решая уравнение в общем случае нелинейное и с частными производными), а затем по влиянию этого напряжения на надежность характеристики оборудования определить и составляющую критерия затрат на текущий ремонт оборудования.

При определении критерия по упрощенной модели принимают ограничения на перепады температуры в различных точках и темп роста температуры пара и металла. Эти ограничения определяются априорно на основании данных заводов-изготовителей.

Влияние на составляющие себестоимости по зарплате и амортизации следует учитывать в критерии конкретно для данного энергоблока, исходя из степени высвобождения персонала при автоматизации пусковых режимов, объема и стоимости примененной для этого аппаратуры, наличия на станции достаточного штата для обслуживания устройств автоматизации и т.п.

Следовательно, частный критерий, максимизация которого соответствует оптимальному управлению при пусках энергоблоков, обратно пропорционален функционалу времени пуска:

$$\eta_{\text{пуска}} = \frac{A}{I}, \quad (1)$$

где A – коэффициент пропорциональности; I – функционал времени пуска, зависящий от начального состояния оборудования при пуске с ограничениями двух типов [4]:

– ограничения первого рода, связанные с физическими процессами в объекте и описываемые дифференциальными уравнениями связи между входом и выходом;

– ограничения второго рода, определяемые ограниченностью ресурсов управления, ограничениями фазовых координат и т.п., связанные с моделью зависимости напряжения в металле от параметров технологического процесса.

Эти ограничения могут быть учтены в виде штрафов. Одна из форм учета, например, может быть осуществлена следующим образом:

$$\lambda_{\text{общ}} = \prod_{i=1}^{i=k} \lambda_i(x_i, x_{i\text{доп}}), \quad (2)$$

где $\lambda_{\text{общ}}$ – коэффициент штрафа; λ_i – функции или функциональные отклонения i -го параметра при пуске от допустимого значения $x_{i\text{доп}}$.

Каждая из величин λ_i может быть представлена в виде

$$\lambda_i = 1 + \alpha_i \left(x_{i\text{доп}} - \bar{x}_{\text{превыш}} \right) \left(\frac{1 + \text{stgn}(x^{\text{Iмакс}} - x^{\text{Iдоп}})}{2} \right), \quad (3)$$

где

$$\bar{x}_{\text{превыш}} = \frac{\sum_{j=1}^{j=r} \int_{t_{j1}}^{t_{j2}} x_i dt}{\sum_{j=1}^{j=r} (t_{j2} - t_{j1})}. \quad (4)$$

В выражениях (3) и (4) приняты следующие обозначения: α_i – коэффициент, учитывающий уменьшение пуска $\eta_{\text{пуска}}$ при превышении допустимого предельного значения i -го параметра прогрева; $x_{\text{доп}}$ – допустимое отклонение параметра; $x_{\text{макс}}$ – максимальное отклонение параметра; $\bar{x}_{\text{превыш}}$ – усредненное значение превышения параметра за время его отклонения от $\bar{x}_{\text{доп}}$; t_{j1} , t_{j2} – моменты начала и конца превышения параметром допустимого значения $x_{\text{доп}}$; r – число этих превышений при пуске. В простейшем случае функционал I равен времени пуска τ .

Таким образом, частный критерий оптимального управления при пуске энергоблока может быть окончательно выражен следующим образом:

$$\eta_{\text{пуска}} = \frac{A}{\tau} \prod_{i=1}^{i=k} \left[1 + \alpha_i (x_{\text{доп}} - \bar{x}_{\text{превыш}}) \cdot \left(\frac{1 + \text{sign}(x_{\text{макс}} - x_{\text{доп}})}{2} \right) \right]. \quad (5)$$

Обычно в качестве x_i принимают разности температур в некоторых точках турбогенератора и скорости изменения температур пара и металла.

Статистика показывает, что при ручных пусках блоков на выполнение одинаковых операций затрачивается разное время. Так, на трех электростанциях с блоками по 200 МВт прогрев парогенератора и паропроводов занимает от 1,5 до 6 ч, а длительность разворота турбогенератора в большинстве случаев составляет от 15 до 1 ч [1].

Ориентировочная оценка эффективности автоматизации пусковых режимов тепловой электростанции с блоками мощностью по 200 и 300 МВт приведена в таблице. При этом учитывались лишь два фактора: снижение вероятной величины недоотпущенной электроэнергии за счет уменьшения числа вынужденных остановок оборудования и сокращение времени пуска.

Было принято, что автоматизация пусковых операций уменьшает время аварийного простоя блока из-за разупрочнения металла на 50 %, которое составляет 7,5 % времени простоя из-за прочих повреждений турбогенератора и парогенератора. В качестве основного вероятностного фактора, учитываемого при расчете недоотпущенной энергии, было выбрано снижение активной мощности, вызванной аварийным состоянием блока.

Дополнительная выработка электроэнергии $\Delta W'$ определялась как разность вероятных величин недовыработки электроэнергии станцией с различным числом автоматизированных блоков [2].

На основании накопленного на ряде станций опыта уменьшение времени пуска автоматизированного блока по сравнению с неавтоматизированным было оценено в 2 ч.

Дополнительная выработка электроэнергии за год различными электростанциями

Количество и мощность агрегатов ТЭС	Дополнительная выработка электроэнергии за год (тыс. МВт·ч)			Экономия за счет дополнительной выработки электроэнергии S , тыс. грн.
	За счет снижения аварийности блоков $\Delta W'$	За счет сокращения времени пуска $\Delta W''$	Всего ΔW	
200×(1А+5Н)	9	2,2	11,2	195
200×(2А+4Н)	17	4,4	21,4	365,9
200×(3А+3Н)	29	6,6	35,6	608,7
200×(4А+Н)	37	8,8	45,8	783,2
200×(5А+Н)	45	11	56	957,6
200×6А	54	13,25	67,25	1150
300×(1А+3Н)	39	3,3	42,3	723,3
200×(2А+2Н)	84	6,6	90,6	1550
200×(3А+1Н)	118	9,9	127,9	2187
300×4А	157	13,2	170,2	2910
(200×6А)+300×4А	196	26,45	222,45	3803,8

Для расчета дополнительно выработанной электроэнергии от времени пуска было принято, что нагрузка набирается равномерно.

Дополнительная выработка электроэнергии $\Delta W''$ определялась как разность выработанной электроэнергии за одинаковый промежуток времени при ручном и автоматизированном пусках:

$$\Delta W'' = (W''_{\text{доп}} - W''_{\text{ручн}}) \cdot a \cdot k,$$

где $a \approx 12$ – количество пусков блока в год; k – количество автоматизируемых блоков.

Экономия за счет дополнительно выработанной электроэнергии определялась по формуле

$$S = (\Delta W' + \Delta W'')(c_{\text{общ}} - c_{\text{топл}}),$$

где $c_{\text{общ}}$, $c_{\text{топл}}$ – себестоимость электроэнергии и ее топливная составляющая, принятые по данным электростанциям. Приведенные в таблице данные являются весьма приближенными из-за ориентировочного учета некоторых отмеченных выше факторов, а также неучета части из них в связи с отсутствием достоверных статистических данных. Однако они наглядно иллюстрируют и подтверждают, что основная часть эффективности от автоматизации пусковых режимов энергоблока достигается за счет повышения надежности и наиболее полно этот эффект может быть реализован при автоматизации всех энергоблоков станции.

Выводы:

1 Реализации различных систем автоматического управления энергоблоков в нестационарных режимах должны предшествовать работы по подготовке основного оборудования, отработке пусковых схем и режимов, а также по оснащению основного оборудования соответствующими датчиками, электрифицированными задвижками, надежными регулирующими органами и другими устройствами.

2 Выбор системы автоматического управления для любого уровня автоматизации должен производиться на основе тщательного технико-экономического анализа. Разработка достаточно аргументированных критериев для такого анализа является одной из первоочередных задач, от решения которой во многом зависит создание рациональных систем управления энергоблоками.

3 В качестве частного критерия, максимум которого соответствует оптимальному управлению при пусках энергоблоков, может быть выбрано время пуска с соответствующими ограничениями на параметры прогрева в виде штрафов.

Список литературы: 1. Дуэль, М.А. Автоматизированное управление объектами и технологическими процессами ТЭС и АЭС [Текст] / М.А. Дуэль. – Харьков: ЧП «КиК», 2010. – 448 с. 2. Дуэль, М.А. Автоматическое управление энергоустановками в пусковых режимах [Текст] / М.А. Дуэль, А.Х. Горелик, А.Ф. Марьенко. – К.: Техника, 1974. – 152 с. 3. Просветов, М.М. АСУ Змиевской ГРЭС [Текст] / М.М. Просветов, М.А. Дуэль, Б.А. Соляник // Электрические станции. – 1983. – № 5. – С. 73-74. 4. Цыпкин, Я.З. Релейные автоматические системы [Текст] / Я.З. Цыпкин. – М.: Наука, 1974. – 575 с.

© Дуэль М.А., Канюк Г.И., Приходько А.В., Фурсова Т.Н., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.165

М.В. ШЕХТЕР, начальник отдела микропроцессорных систем управления,
ЗАО «Уральский турбинный завод», Екатеринбург, Россия;
И.Ю. КЛЯЙНРОК, инженер ЗАО «Уральский турбинный завод»,
Екатеринбург, Россия

СОВРЕМЕННАЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН ЗАО «УРАЛЬСКИЙ ТУРБИННЫЙ ЗАВОД»

Представлена электрогидравлическая система регулирования и защиты (ЭГСРиЗ) паровых турбин ЗАО «Уральский турбинный завод», изложены функциональные возможности и особенности конструктивного исполнения системы, а также перспективы развития.

Представлено електрогідравлічну систему регулювання і захисту (ЕГСРиЗ) парових турбін ЗАТ «Уральський турбінний завод», викладені функціональні можливості й особливості конструктивного виконання системи, а також перспективи розвитку.

Provided with electrohydraulic control and protection system of the steam turbines CJSC «Ural turbine plant», outlines the functionality and features of the system design, as well as the prospects for development in this direction.

Введение

В настоящее время все паровые турбины ЗАО «Уральский турбинный завод» как вновь изготавливаемые, так и модернизируемые оснащаются современными электрогидравлическими системами регулирования и защиты (ЭГСРиЗ), выполненными на базе промышленной микропроцессорной техники с использованием передовых технологий в области проектирования и производства. В рамках данной статьи рассматриваются основные подходы и особенности конструктивного исполнения, применяемые ЗАО «Уральский турбинный завод» при разработке ЭГСРиЗ для паровых турбин.

Структура ЭГСРиЗ и ее функциональные возможности

На рис. 1 в качестве примера представлена структурная схема ЭГСРиЗ для паровой турбины Т-63/76-8,8 в составе ПГУ мощностью 230 МВт.

ЭГСРиЗ состоит из трёх основных частей: гидравлической части (ГЧСРиЗ), электрической части (ЭЧСРиЗ) и электрогидравлических преобразователей (ЭГП). Рабочей жидкостью системы регулирования является турбинное масло.

ГЧСРиЗ паровой турбины Т-63/76-8,8 в составе ПГУ включает в себя силовой насос, расположенный на валу турбины в блоке переднего подшипника, снабжающий маслом объединенную систему смазки и регулирования; один автозатвор и два сервомотора высокого давления, установленных на блоке клапанов контура высокого давления (БКВД); один сервомотор и автозатвор низкого давления, установленные на блоке клапанов контура низкого давления (БКНД); сервомотора ЧНД регулирующей поворотной диафрагмы отопительных отборов турбины.

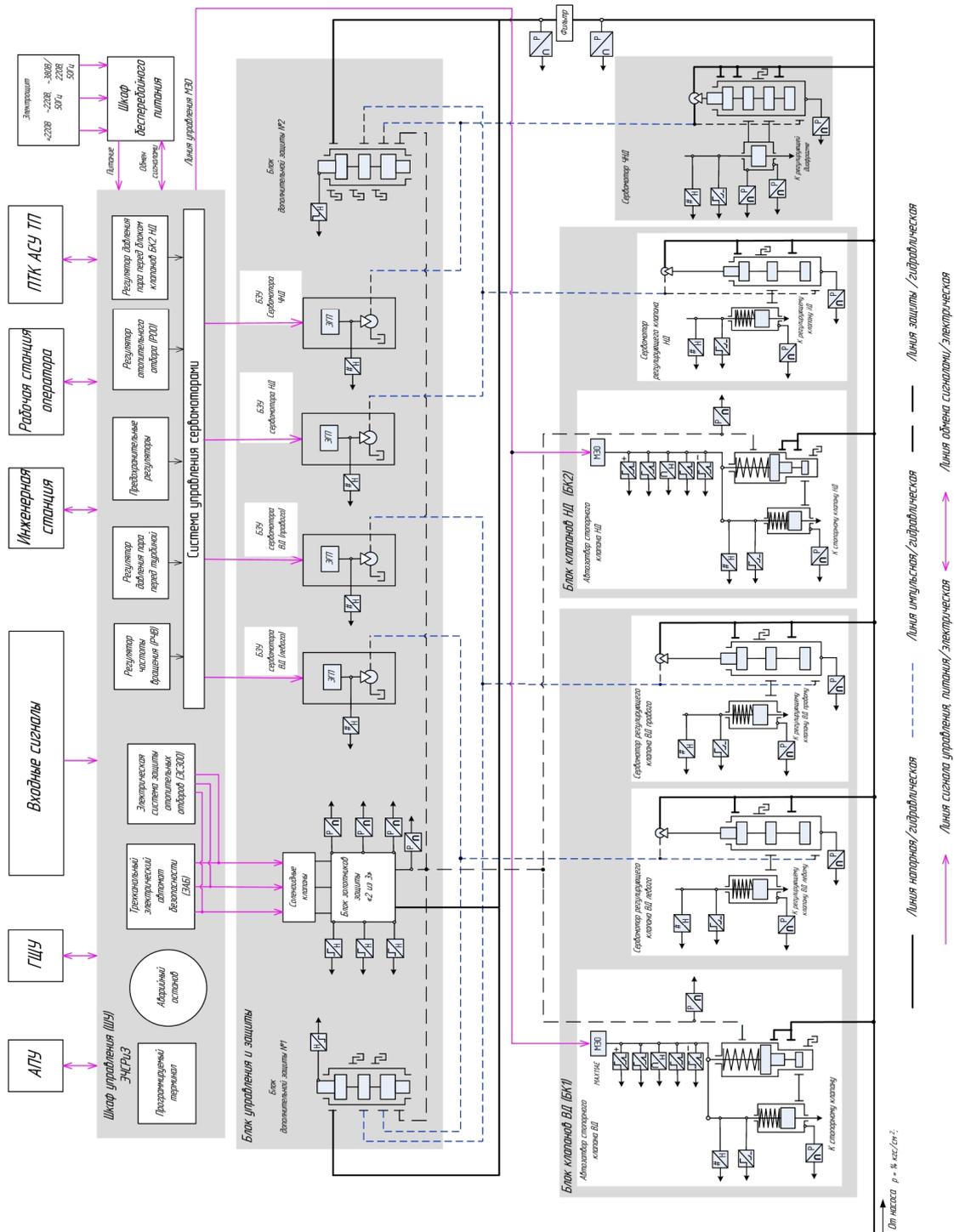


Рис. 1. Структурная схема ЭГSRi3 паровой турбины Т-63/76-8,8 в составе ПГУ мощностью 230 МВт АПУ – аварийный пульт управления; ГЩУ – главный щит управления; ПТК АСУ ТП – программно-технический комплекс

ЭПП защиты и регулирования расположены в отдельно стоящем блоке управления и защиты (БУЗ), см. рис. 2, установленном в районе переднего подшипника, что позволяет беспрепятственно осуществлять окончательный монтаж автозатворов и сервомоторов, в дальнейшем, обвязав их только силовыми и импульсными масляными линиями на стадии наладки ЭГСРиЗ. К тому же такой подход обеспечивает высокую монтажную готовность собственно БУЗ, отгружаемого с площадки завода-изготовителя в полностью испытанном и собранном состоянии, а также удобство обслуживания и ремонта как самих ЭПП, так и главных сервомоторов (ГС) и автозатворов стопорных клапанов (АСК). Данное обстоятельство особенно актуально для турбин ЗАО «УТЗ», учитывая расположение одного из ГС внутри блока переднего подшипника [1, 2].

Состав БУЗ (см. рис. 2) на сегодняшний день является типовым для ЭГСРиЗ ЗАО «Уральский турбинный завод» и включает в себя:

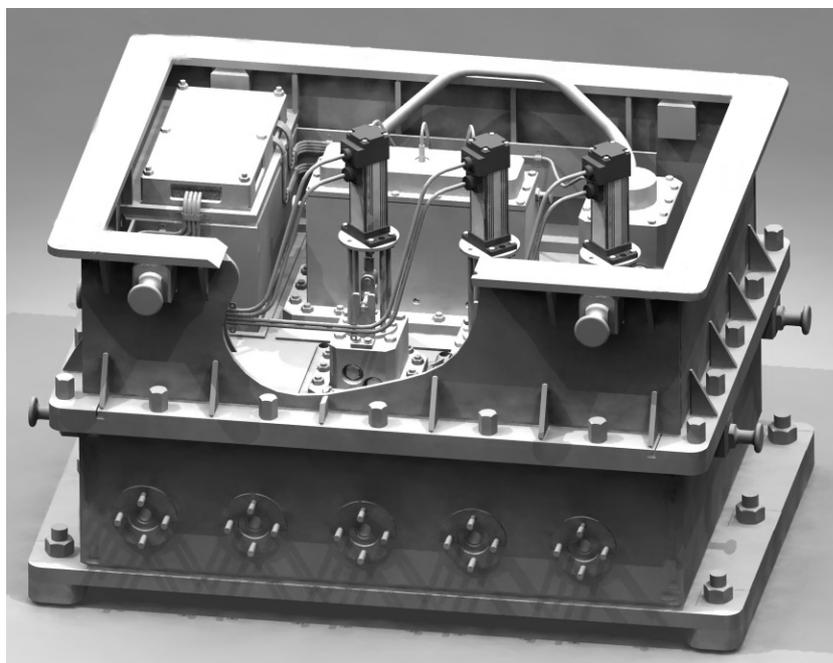


Рис. 2. Блок управления и защиты в сборе (на рисунке представлен БУЗ в составе трех БЗУ и одного БДЗ для турбин с тремя главными сервомоторами)

- Трехканальный блок золотников защиты (БЗЗ), рис. 3, является основным элементом, преобразующим электрический сигнал на останов турбины от ЭЧСРиЗ в соответствии с заложенными алгоритмами в гидравлический с посадкой стопорных клапанов (СК). Выходом БЗЗ является давление масла в «линии защиты» (импульсной линии автозатворов стопорных клапанов) в соответствие с логикой «2 из 3». Это означает, что все сигналы на останов турбины поступают параллельно в каждый канал защиты, вызывая посадку золотников. Конструкция БЗЗ выполнена таким образом, что при посадке любой пары золотников давление масла в линии защиты падает, вызывая закрытие автозатворов стопорных клапанов. В то же время, посадка любого одного золотника не приводит к останову, что позволяет осуществить расхаживание каждого канала защиты на полный ход под нагрузкой. Ранее для преобразования электрического сигнала защит в гидравлический использовался отдельно стоящий блок, включающий в

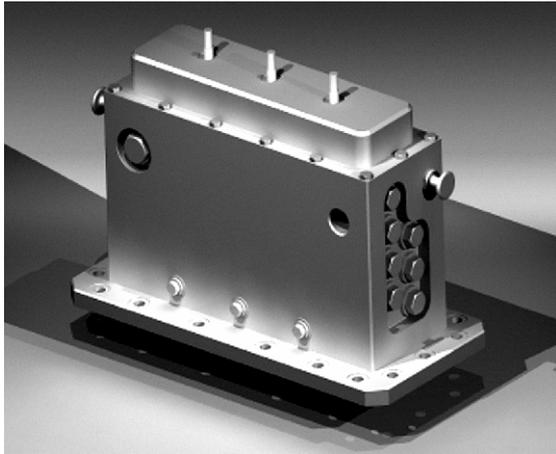


Рис. 3. Блок золотников защиты

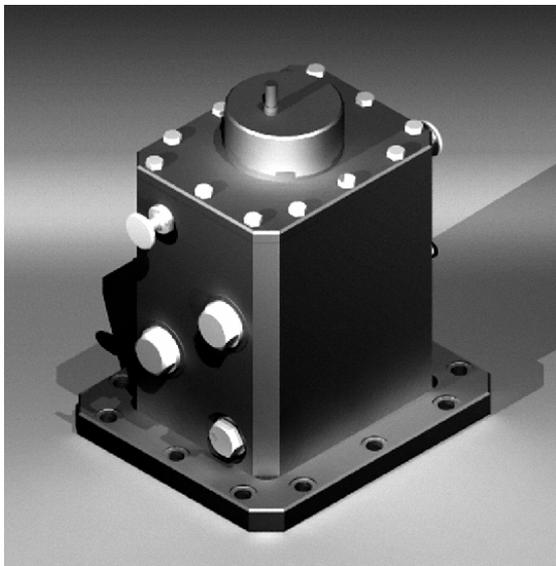


Рис. 4. Блок дополнительной защиты

себя три нормально открытых электромагнитных клапана, соединенных импульсными линиями с камерами под соответствующими золотниками БЗЗ.

При исчезновении питания клапана открываются и осуществляют слив масла из линии защиты. В конструкции БЗЗ, которая используется в ЭЧСРиЗ сегодня, электромагнитные клапаны установлены непосредственно в блоке золотников защиты. Данное конструктивное изменение позволяет отказаться от импульсных линий, выполненных в виде тонких длинных трубок, что улучшает силовые и временные характеристики работы блока за счет снижения гидравлического сопротивления, а также повышает надежность за счет исключения возможности засорения импульсных линий. В то же время это приводит к снижению вероятности ложных срабатываний при повреждении трубок. Дополнительно в каждую импульсную камеру соответствующего золотника защиты устанавливается преобразователь избыточного давления, позволяющий диагностировать состояние любого электромагнитного клапана. Измерители избыточного давления совместно с бесконтактными датчиками приближения, установленными над соответствующими золотниками защит, образуют комплексную систему диагностики состояния блока золотников защиты. Более подробно

структура БЗЗ и системы защит в целом рассмотрены в [3].

- Блок дополнительной защиты (БДЗ), рис. 4, предназначен для закрытия всех сервомоторов системы регулирования независимо от ЭЧСРиЗ посредством слива масла из импульсных камер ГС через дополнительный гидравлический канал защиты. Для повышения надёжности работы БДЗ и обеспечения постоянного контроля его работоспособности, золотник выполнен вращающимся, что контролируется в работе бесконтактным дискретным датчиком приближения, аналогичным применяемому в БЗЗ. В нормальном режиме работы золотник вращается на гидроупоре, поддерживаемый в верхнем положении давлением масла в линии защиты. При этом окна в импульсных линиях сервомоторов закрыты. При срабатывании БЗЗ и исчезновении давления в линии защиты золотник опускается на нижний упор, открывая сливные окна в импульсных линиях сервомоторов, в результате чего сервомоторы зарываются.

- Блок золотника управления (БЗУ), рис. 5, управляет расходом масла из импульсной линии отсечного золотника главного сервомотора. В качестве



Рис. 5. Блок золотника управління

управляющего элемента используется линейный золотник, перемещаемый с помощью сервопривода типа «Exlar», обладающего высоким быстродействием и точностью позиционирования.

Для преобразования мощности электродвигателя в линейное перемещение серводвигателя «Exlar» используется механизм роliko-винтовой пары. Благодаря данному механизму, «Exlar» выдерживает большие нагрузки при высоких скоростях и обладает длительным сроком службы. Для исключения проворачивания роliko-винтовой пары «Exlar» установлено антиповоротное устройство собственного производства. Преобразующие компоненты серводвигателя установлены в специальном герметичном кожухе, что обеспечивает надежную работу в самых жестких условиях эксплуатации. Применение промежуточных гидроусилителей БЗУ позволило использовать электродвигатели относительно небольшой мощности. Опыт эксплуатации ЭГСРиЗ с промежуточным гидроусилителем показал, что качество

управления турбоагрегатом при этом не уступает схеме, выполненной с установкой электромеханических преобразователей непосредственно на отсечных золотниках ГС. Аналогичный анализ и выводы были сделаны в работе [4].

Положение АСК, сервомоторов регулирующих клапанов, а также регулирующей диафрагмы отслеживаются блоком датчика положения (БДП). Основным элементом БДП является электрический датчик вращения, формирующий цифровой сигнал о положении своего вала. Более подробно принцип работы БДП изложен в [5].

Для автоматического выполнения процедур расхаживания автозатворов и снятия характеристик используются механизмы электрические однооборотные (МЭО), установленные непосредственно на автозатворах СК.

Диагностика работы ГС и АСК осуществляется с помощью сигналов от преобразователей избыточного давления, установленных в импульсных камерах золотников, и в камерах под и над поршнями. В совокупности с показаниями соответствующих БДП и обобщенными сигналами от ЭЧСРиЗ, образуют диагностический комплекс системы регулирования и защиты в целом.

Все функции управления, регулирования и защиты турбины реализуются в ЭЧСРиЗ, в состав которой входят:

- шкаф управления с дублированным контроллером;
- шкаф бесперебойного питания;
- инженерная станция;
- комплект датчиков для обеспечения работы ЭГСРиЗ (в том числе датчики оборотов, устанавливаемые в блоке переднего подшипника для измерения частоты вращения турбины по шесть независимым каналам);

- электрические привода МЭО.

Управление турбиной осуществляется посредством автоматизированного рабочего места в составе автоматизированной системы управления технологическим процессом (АСУ ТП) с целью единообразия человекомашинного интерфейса всех подсистем энергоблока, создания единой базы данных и привязки последней к единому времени. При необходимости в состав ЭЧСРиЗ может входить отдельная станция оператора (например, при отсутствии АСУ ТП энергоблока).

В общем случае ЭЧСРиЗ согласно заложенным алгоритмам работы паровой турбины реализует следующие основные функции регулирования:

- поддержание частоты вращения с точность 0,5 об/мин со степенью неравномерности $4,5 \pm 0,5$ % и степенью нечувствительности 0,02...0,06 %;
- поддержание активной мощности с точность 1 % от номинальной с частотной коррекцией;
- поддержание давления пара в регулируемых отборах пара (на отопление) с точностью 5 кПа или температуры (нагрева) сетевой воды с точностью 1 °С;
- поддержание давления пара в производственном отборе;
- поддержание температуры подпиточной воды во встроенном пучке конденсатора с точностью 1 °С;
- поддержание давления пара «до себя».

В ЭЧСРиЗ также реализуются следующие защиты, выполненные в отдельных измерителях независимых от основного контроллера:

- от разгона – трёхканальный электрический автомат безопасности (ЭАБ), с логикой «2 из 3», позволяющей проводить опробование и расхаживание каждого канала защиты «насквозь» до срабатывания золотника на работающей турбине без останова;
- от недопустимого повышения давления пара в регулируемых отборах (с логикой «2 из 3» аналогично защите от разгона);
- останов турбины от сигналов электрических и технологических защит.

ЭЧСРиЗ реализует функции предельных регуляторов для обеспечения безопасной эксплуатации турбины и недопущения неправильных действий оперативного персонала:

- от недопустимого повышения давления в регулируемых отборах пара (на отопление и производство);
- от недопустимого повышения давления в конденсаторе;
- от недопустимого повышения давления в камере регулирующей ступени;
- от недопустимого снижения/повышения параметров пара перед турбиной.

Кроме того, ЭЧСРиЗ осуществляет:

- функции контроля основных параметров ЭГСРиЗ и изменения параметров настройки;
- функцию контроля датчиков, линий связи с объектом и цепей питания;
- функции проведения необходимых испытаний (разгон, повышение давления в отопительном отборе и др.);
- автоматическое снятие характеристик и расхаживание СК;
- изменение величины неравномерности на работающей турбине;
- регулирование частоты сети и мощности в соответствии с ОАО «Системный оператор – Центральное диспетчерское управление Единой энергетической системы» (ОАО «СО – ЦДУ ЕЭС»);

- функции оповещения, регистрации и архивирования сообщений об изменении режимов и отклонениях в работе турбины (в том числе аварийных);
- функции связи с системами верхнего уровня АСУ ТП.

Электропитание ЭЧСРиЗ резервированное от двух независимых источников питания – 220 В переменного тока с частотой 50 Гц и 220 В постоянного тока.

В таблице представлены паровые турбины в составе ПГУ, для которых ЗАО «УТЗ» разрабатывает и поставляет новую электрогидравлическую систему регулирования и защиты (несмотря на то, что все турбины ЗАО «УТЗ» оснащаются ЭГСРиЗ, перечислить их полный перечень в рамках данной статьи не представляется возможным).

Таблица

Турбины ЗАО «УТЗ» с электрогидравлической системой регулирования и защиты в составе ПГУ

Тип турбины	Электростанция	Тип ПГУ
T-53/67-8.0	Минская ТЭЦ-3	двухконтурная ПГУ-230
T-113/145-12,4	Краснодарская ТЭЦ	трехконтурная ПГУ-410
T-63/76-8,8	Ижевская ТЭЦ-1	двухконтурная ПГУ-230
T-63/76-8,8	Владимирская ТЭЦ-2	двухконтурная ПГУ-230
T-63/76-8,8	Кировская ТЭЦ-3	двухконтурная ПГУ-230
T-63/76-8,8	Ново-Богословская ТЭЦ	двухконтурная ПГУ-230
T-40/50-8,8	Ново-Березниковская ТЭЦ	двухконтурная ПГУ-115
КТ-63-7,7	Академическая ТЭЦ	двухконтурная ПГУ-230
КТ-63-7,7	Нижнетури́нская ГРЭС	двухконтурная ПГУ-230

Необходимо отметить, что ЭГСРиЗ паровой турбины T-113/145-12,4 Краснодарской ТЭЦ, по сравнению с представленной выше, имеет существенные структурные и конструктивные отличия, в виду значительной сложности схемы ПГУ и использования конденсата в качестве рабочей жидкости системы регулирования.

Перспективы развития

В настоящее время на ЗАО «УТЗ» проводятся работы по созданию специальных модулей в структуре ЭЧСРиЗ с целью автоматизации пусковых режимов паровых турбин с момента толчка до набора номинальной нагрузки. Данные мероприятия позволят повысить маневренные характеристики паровых турбин, сохраняя при этом надежность и экономичность работы оборудования.

Известно [6], что одной из основных причин, ограничивающих маневренные характеристики паровой турбины при пусковых режимах работы, являются температурные напряжения, возникающие в высокотемпературных элементах ее конструкции.

Одним из способов решения поставленной задачи, по мнению авторов, является переход от временного графика прогрева цилиндров паровой турбины и контроля за принятыми допустимыми разностями температур к непосредственному определению в реальном масштабе времени температурных напряжений в «критических» элементах ее конструкции с последующей автоматизацией управления его текущим тепловым состоянием.

На основе исследований [7] методами регрессионного анализа удалось установить взаимосвязь между «термонапряженным» состоянием корпуса и температурами металла в его характерных сечениях

$$\sigma_{\text{пер}}^t = \beta_0 + \beta_1 \Delta t_{\text{ст}} + \beta_2 \Delta t_{\text{ос}} + \beta_3 \Delta t_{\text{ст}}^2 + \beta_4 \Delta t_{\text{ос}}^2 + \beta_5 \Delta t_{\text{ст}} \Delta t_{\text{ос}}, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{пер}}^t$ – температурные напряжения в контролируемом сечении корпуса; $\Delta t_{\text{ст}}$ – разность температур по толщине стенки корпуса; $\Delta t_{\text{ос}}$ – разность температур по оси стенки корпуса; $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$ – коэффициенты влияния составляющих температурного поля, полученные в ходе регрессионного анализа.

Полученная регрессионная зависимость достаточно проста, не требует больших вычислительных ресурсов, и может быть использована для построения цифровых систем контроля и управления паровых турбин.

С учетом этого, авторами разрабатывается программный модуль «вычисления температурных напряжений» позволяющий получать непрерывную информацию о текущем термонапряженном состоянии элементов конструкции паровой турбины.

На основе выходных сигналов данного модуля в составе алгоритмической структуры ЭЧСРиЗ разрабатываются решения, позволяющие осуществлять автоматическое регулирование теплового состояния турбины по температурным напряжениям в «критических» элементах конструкции:

- модуль, формирующий задание темпа нагружения паровой турбины в зависимости от термонапряженного состояния «критических» элементов ее конструкции;
- предохранительный регулятор, автоматически разгружающий паровую турбину при недопустимом тепловом состоянии по превышению температурными напряжениями в «критических» элементах ее конструкции допустимого предела;
- модуль, формирующий блокировки на увеличение частоты вращения или мощности паровой турбины при превышении температурными напряжениями в «критических» элементах ее конструкции допустимого предела.

Список литературы: 1. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода [Текст] / Г.Д. Баринберг, Ю.М. Бродов, А.А. Гольдберг, Л.С. Иоффе, В.В. Кортенко, В.Б. Новосёлов, Ю.А. Сахнин; под общ. ред. проф., д.т.н. Ю.М. Бродова и к.т.н. В.В. Кортенко. – Екатеринбург: «Априо», 2007. – 460 с. 2. Бененсон, Е.И. Теплофикационные паровые турбины [Текст] / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе; под ред. Д.П. Бузина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 272 с. 3. Новосёлов, В.Б. Современная система противоразгонной защиты паровых турбин ЗАО «УТЗ» [Текст] / В.Б. Новосёлов, М.В. Шехтер // Теплоэнергетика. – 2011. – № 1. – С. 21-24. 4. Фрагин, М.С. О принципах модернизации систем регулирования паровых турбин [Текст] / М.С. Фрагин, Д.А. Журавский // Электрические станции. – 2008. – № 3. 5. Новосёлов, В.Б. О применении энкодеров для измерения положения сервомоторов в электрогидравлических САР паровых турбин ЗАО «УТЗ» [Текст] / В.Б. Новосёлов // Теплоэнергетика. – 2011. – № 1. – С. 25-28. 6. Плоткин, Е.Р. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков [Текст] / Е.Р. Плоткин, А.Ш. Лейзерович. – М.: Энергия, 1980. – 192 с. 7. Кляйнрок, И.Ю. Исследование термонапряженного состояния корпуса цилиндра высокого давления паровой турбины Т-53/67-8,0 ЗАО «УТЗ» для ПГУ-230 [Текст] / И.Ю. Кляйнрок, В.Н. Голошумова, Ю.М. Бродов // Надежность и безопасность энергетики. – 2011. – № 3. – С. 65-69.

© Шехтер М.В., Кляйнрок И.Ю., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 536.24

О.В. КОШЕЛЬНИК, канд. техн. наук; ІПМаш НАН України, Харків;
Н.А. ЧОРНА, канд. техн. наук; ІПМаш НАН України, Харків

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛІВ ВОДНЕВИХ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮЮЧИХ УСТАНОВОК

В статье представлен анализ термодинамической эффективности водородных энергопреобразующих установок, базовым агрегатом которых является металлгидридный термосорбционный компрессор. Показана возможность использования таких компрессоров в энергопреобразующих установках и определены преимущества использования компрессоров данного типа по сравнению с механическими.

У статті представлений аналіз термодинамічної ефективності водневих енергоперетворюючих установок, базовим агрегатом яких є металогідридний термосорбційний компресор. Показано можливість використання таких компресорів в енергоперетворюючих установках і визначені переваги використання компресорів даного типу в порівнянні з механічними.

Thermodynamic efficiency of hydrogen power installation, the base agent of metal-hydride thermosorption compressor has been analyzed in the paper. The possibility of using such compressors in power installations has been shown and benefits of this compressor as comparison with mechanical one have been considered.

Розробка концептуальних основ створення нових енергоперетворюючих установок на основі ефекту термосорбційної взаємодії водню з металогідридом є в теперішній час актуальним завданням. Така здатність зворотних металогідридів, як багаторазова сорбція і десорбція водню при різному рівні тиску, який визначається температурним потенціалом теплового впливу, може бути використана для термохімічного компримування водню [1]. Ця властивість металогідридних матеріалів використовується в термохімічній технології стиснення водню, де основним елементом є термосорбційний компресор (ТСК). В ньому здійснюються екзотермічні й ендотермічні процеси сорбції та десорбції, аналогічні процесам всмоктування й нагнітання в традиційних механічних компресорах. Основною перевагою термосорбційних компресорів у порівнянні з механічними є те, що вони забезпечують високий ступень стиснення робочого тіла з незначним підвищенням температури, тобто цей процес є наближеним до ізотермічного стиснення [2]. Ця особливість процесів стиснення та розширення робочого тіла значно підвищує ефективність термодинамічних циклів (незалежно від перепаду температур), що відповідно наближує їх до циклу Карно.

Особливістю роботи водневих установок на базі ТСК є пряме перетворення теплоти в потенційну енергію стиснутого газу і використання в якості робочого тіла в циклі водню, який не конденсується в широкому діапазоні температур ($20 < T < 2000$ К). Окрім того, позитивним фактором є також те, що з термодинамічної точки зору водень як робоче тіло має переваги в порівнянні з багатоатомними газами.

Ефективність використання теплоти, що споживається від зовнішнього джерела кінцевої ємності в металогідридній енергоперетворюючій установці, залежить від вибору параметрів термосорбційних процесів. Визначимо умови, за яких забезпечується максимальна корисна робота циклу металогідридної енергоперетворюючої установки.

На підставі проведеного аналізу в [3] зроблено висновок про те, що процес стиснення водню в ідеальному термосорбційному компресорі здійснюється оптимальним образом з термодинамічної точки зору.

Розглянемо теплову взаємодію процесів в енергоустановці з ТСК при підводі теплоти від зовнішнього джерела з фіксованими значеннями верхньої температури T_{\max} . Температура нижнього джерела нескінченної ємності складає T_0 . В якості зовнішнього джерела теплоти використовується теплоносій з кінцевим значенням теплоємності, який в процесі ізобарного відбору теплоти знижує температурний потенціал. Теплота, що відбирається від джерела, може в різних пропорціях розподіляється між процесами, що протікають в самому ТСК і в інших елементах енергетичної установки – теплообмінниках і розширювальній машині.

Розглянемо проблему перетворення теплоти в механічну енергію і холод за умови наявності безперервного потоку робочого тіла, що генерується ТСК.

Стан робочого тіла, приведений до параметрів камери сорбції ТСК, зображено точкою B на I - S діаграмі (рис.). При цьому температура водню в камері сорбції в ідеальному випадку – при теплообміні з нескінченно малою різницею температур – дорівнює температурі навколишнього середовища T_0 .

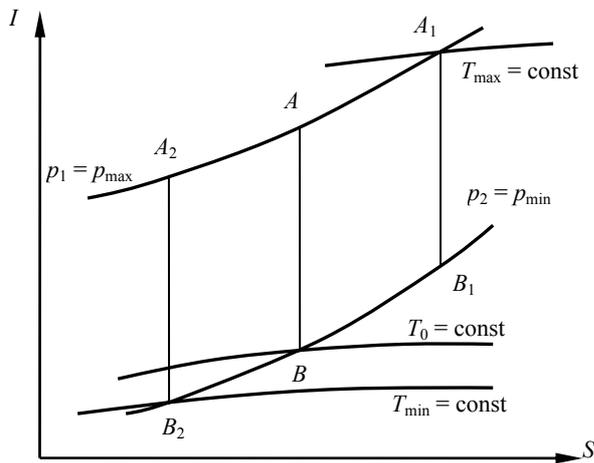


Рис. Адіабатні процеси розширення робочого тіла в I - S діаграмі

Можливі три варіанти процесу розширення між фіксованими значеннями тисків p_{\max} і p_{\min} , рівень яких визначається температурними потенціалами процесу десорбції та навколишнього середовища. В першому випадку робоче тіло при розширенні до тиску p_2 досягає температури $T_2 = T_0$. Цьому відповідає процес AB на рисунку.

Другий випадок відповідає такому співвідношенню між параметрами, при якому робоче тіло в процесі адіабатного розширення до тиску p_2 буде мати більш високу температуру в порівнянні з T_0 , тобто $T_1 > T_0$. Початковий стан потоку характеризується параметрами, що

відповідають точці A_1 . При цьому виконується нерівність $S_{A_1} > S_A$, тобто точка A_1 лежить на I - S діаграмі правіше точки A . Цей випадок може бути віднесений до процесів виробництва механічної енергії з недостатнім тиском потоку. Недовикористання температурного потенціалу робочого тіла в цьому процесі за відсутності регенерації теплоти призводить до значних енергетичних витрат.

В третьому випадку робоче тіло в процесі розширення від p_{\max} до p_{\min} досягає значення температури нижчої, ніж T_0 ($T_2 < T_0$). Початковий стан потоку при цьому характеризується точкою A_2 , що відповідає умові $S_{A_2} < S_A$. Робоче тіло при розширюванні до тиску p_2 досягає температури T_2 , більш низької, ніж температура навколишнього середовища T_0 . Холодовидатність в цьому випадку визначається площею під кривою процесу B_2B .

Незважаючи на те, що в третьому випадку вироблення механічної енергії буде найменшим із усіх розглянутих варіантів, цей недолік компенсується можливістю підвищити коефіцієнт використання теплоти в схемі за рахунок комбінованого вироблення механічної енергії й холоду.

Вище були розглянуті випадки адіабатного розширення робочого тіла, однак аналогічні міркування можуть бути проведені для ізотермічного розширення з тією лише різницею, що для здійснення такого процесу необхідно забезпечити підведення теплоти для підтримки сталості внутрішньої енергії газу.

Визначимо умови, за яких забезпечується максимальна корисна робота циклів металогідридних установок. Розглянемо адіабатний процес розширення водню. Маса робочого тіла, що циркулює в циклі, складає

$$m_{\text{H}_2} = \frac{c_p^r (T_{\text{max}} - T_{\text{дес}})}{c_{p\text{H}_2} (T_{\text{max}} - T_{\text{дес}}) + q_s}, \quad (1)$$

де c_p^r – теплоємність теплоносія; $c_{p\text{H}_2}$ – теплоємність водню; q_s – тепловий ефект фазового переходу.

Маючи значення температури в кінці адіабатного процесу розширення водню, яке в даному циклі дорівнює температурі навколишнього середовища, та знаючи перепад тисків в ТСК, можливо отримати значення температури T_2 за виразом

$$T_2 = T_1 \left[\exp \frac{(T_{\text{дес}} - T_1) \cdot q_s}{R \cdot T_{\text{дес}} \cdot T_1} \right]^{\frac{k-1}{k}}, \quad (2)$$

де R – газова стала робочого тіла.

Використовуючи формулу (2), отримаємо рівняння для визначення роботи циклу енергетичної установки з ТСК при адіабатному розширенні водню

$$L_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{c_p^r (T_{\text{max}} - T_{\text{дес}}) R T_1 \left[\exp \frac{q_s (T_{\text{дес}} - T_1)}{R T_{\text{дес}} T_1} - 1 \right]}{q_s + c_{p\text{H}_2} \left[T_1 \exp \frac{q_s (T_{\text{дес}} - T_1)}{R T_{\text{дес}} T_1} \right]}. \quad (3)$$

При використанні замість адіабатного процесу розширення водню ізотермічного за умов $T_{\text{із}} \gg T_{\text{дес}}$ розрахункові рівняння для визначення маси робочого тіла та роботи циклу будуть мати вид

$$m_{\text{H}_2} = \frac{c_p' \left[\left(T_{\text{max}} - \frac{L_{\text{із}}}{c_p'} \right) - T_{\text{дес}} \right]}{q_s}; \quad (4)$$

$$L_{\text{із}} = \left[\left(T_{\text{max}} - \frac{L_{\text{із}}}{c_p'} \right) - T_{\text{дес}} \right] \cdot c_p' \left(T_{\text{max}} - \frac{L_{\text{із}}}{c_p'} \right) \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_{\text{дес}}} \right). \quad (5)$$

Для варіанту з ізотермічним розширенням водню при $T_{\text{із}} = T_{\text{дес}}$ робота циклу складає величину

$$L_{\text{із}} = [c'_p(T_{\text{макс}} - T_{\text{дес}}) - L_{\text{із}}] \cdot T_{\text{дес}} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_{\text{дес}}} \right). \quad (6)$$

При комбінованому виробленні механічної енергії і холоду маса робочого тіла та робота циклу розраховується за формулами

$$m_{\text{H}_2} = c'_p \frac{(T_{\text{макс}} - T_{\text{дес}})}{q_s}; \quad (7)$$

$$L_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{RT_1(T_{\text{макс}} - T_{\text{дес}})}{q_s} \left\{ 1 - \left[\exp \frac{q_s(T_{\text{дес}} - T_1)}{RT_{\text{дес}}T_1} \right] \frac{k}{k-1} \right\}. \quad (8)$$

З використанням формул (3), (5), (6) і (8) проведені розрахунки питомої роботи в розглянутих циклах в залежності від температури десорбції водню в температурному діапазоні 300–700 К. Аналіз результатів показав, що максимальну ефективність має цикл з ізотермічним розширенням робочого тіла при $T_2 > T_{\text{дес}}$. Для цього циклу характерним є мінімальна кількість робочого тіла, що циркулює в контурі. Це призводить до зменшення металоемності та габаритів основних елементів теплоенергетичних установок на базі металогідридних ТСК.

Таким чином, на основі проведеного аналізу циклів роботи термосорбційних металогідридних компресорів показана можливість використання таких компресорів в водневих енергоперетворюючих установках, визначені переваги використання компресорів даного типу в порівнянні з механічними, а також зроблено висновок про ефективність застосування металогідридних ТСК в схемах водневих енергоперетворюючих установок.

Список літератури: 1. *Мацевитый, Ю.М.* Повышение эффективности металлгидридных элементов теплоиспользующих установок [Текст] / Ю.М. Мацевитый, В.В. Соловей, Н.А. Черная // Проблемы машиностроения. – 2006. – Т. 9, № 2. – С. 85-93. 2. *Соловей, В.В.* Энергосберегающие технологии генерации и энерготехнологической переработки водорода [Текст] / В.В. Соловей, А.И. Ивановский, Н.А. Черная // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2010. – № 2(20). – С. 21-24. 3. *Yartys, V.A.* An Overview of Hydrogen Storage Methods [Text] / V.A. Yartys, M.V. Lototsky // Hydrogen Materials Science and Chemistry of Carbon Nanomaterials. – Boston: Kluwer Academic Publishers, 2004. – P. 75-104.

© Кошельник О.В., Чорна Н.А., 2012
Надійшла до редколегії 12.02.12

УДК 697+621.18

А.В. ГУБАРЕВ, инженер БГТУ им. В.Г. Шухова, Белгород, Россия;

М.И. КУЛЕШОВ, канд. техн. наук; доц. БГТУ им. В.Г. Шухова, Белгород, Россия;

А.А. ПОГОНИН, д-р техн. наук; проф. БГТУ им. В.Г. Шухова, Белгород, Россия

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В НИХ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРОВ КОНДЕНСАЦИОННОГО ТИПА *

Преобладающие в настоящее время в Российской Федерации централизованные системы теплоснабжения имеют ряд недостатков. Практически все из них ликвидируются при использовании автономных систем теплоснабжения. В этой статье приведено обоснование эффективности использования в автономных системах теплоснабжения конденсационных водогрейных котлов.

Переважні в даний час в Російській Федерації централізовані системи теплопостачання мають ряд недоліків. Практично всі з них ліквідуються при використанні автономних систем теплопостачання. У цій статті наведено обґрунтування ефективності використання в автономних системах теплопостачання конденсаційних водогрійних котлів.

Prevailing at the present time in the Russian Federation centralized heat supply systems have some disadvantages. Almost all of them are liquidated when the autonomous heat supply systems are used. In this article provides a substantiation of the condensation hot-water boilers effectiveness of use in the autonomous heat supply systems.

Одними из важнейших систем жизнеобеспечения являются системы теплоснабжения, посредством которых осуществляется отопление и горячее водоснабжение объектов различного назначения. Особенно велико значение этих систем для районов с холодным климатом. В мире в настоящее время для теплоснабжения промышленных, гражданских и жилых зданий используется два основных типа систем теплоснабжения, а именно – системы централизованного и децентрализованного теплоснабжения. В Российской Федерации при этом доминирующими являются централизованные системы.

Централизованные системы теплоснабжения характеризуются рядом недостатков, из-за которых повышается расход топлива, увеличиваются металлоемкость оборудования и эксплуатационные затраты, требуются большие капиталовложения.

Первым из них является значительная протяженность тепловых сетей (ТС), характеризующихся значительными тепловыми потерями ($\Delta Q_{\text{тс}} = (20-50) \%$ в зависимости от состояния оборудования, трубопроводов и арматуры тепловых сетей) и высокой аварийностью. Кроме того, монтаж, ремонт и демонтаж участков тепловых сетей неизбежно отрицательно влияют на благоустройство городских территорий.

Вторым существенным недостатком является сложность регулирования отпуска тепла, обусловленная различными тепловыми режимами, характерными для различных потребителей. При этом может иметь место либо недостаточное обеспечение комфортных условий в отдельных объектах, либо существенный (до $\Delta Q_p = 15 \%$) перерасход тепла.

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, ГК № 16.516.11.6146 от 07 октября 2011 года

Централизованное теплоснабжение различных объектов в середине 20 века во многом было обосновано высокими долями твердых и жидких топлив, используемых для нужд теплоснабжения. При использовании в качестве теплогенерирующих установок котлов, работающих на жидком и особенно на твердом топливе, необходимы весьма сложные и дорогостоящие системы топливоподготовки и очистки уходящих газов. Использование таких систем в автономных котельных нерентабельно. Кроме того, удельные выбросы загрязняющих веществ в атмосферу от котлов малой мощности, работающих на твердом топливе, в несколько, а иногда и в десятки раз превышают аналогичные показатели твердотопливных котельных установок большой мощности.

В настоящее время доминирующим видом топлива, используемым в системах теплоснабжения, является газообразное топливо. При его использовании не требуется установка габаритных, материалоемких и дорогостоящих установок топливоподготовки и газоочистки. Ввод газа в жилые дома – это хорошо освоенная система, плотность потока энергии в газовой трубе, даже при низком давлении газа, в 100 раз выше, чем в теплофикационной системе, долговечность газовых сетей во много раз выше теплофикационных. Таким образом, при использовании газового топлива преимущества централизованного теплоснабжения становятся сомнительными, а названные недостатки – явными.

Сегодня централизованные системы теплоснабжения обоснованно рентабельны только тогда, когда в качестве источника теплоснабжения задействована тепловая, атомная или гидроэлектростанция. В этом случае тепловая энергия, направляемая на удовлетворение потребностей различных теплопотребителей, является «побочным продуктом» основного производства – выработки электрической энергии – и позволяет существенно повысить коэффициент полезного действия электрической станции.

В Российской Федерации источником теплоснабжения значительного количества объектов теплопотребления являются районные или квартальные котельные, ориентированные, чаще всего, исключительно на отопительную тепловую нагрузку.

Необходимо отметить, что коэффициент полезного действия, определенный по нижней теплотворной способности топлива, теплогенерирующих установок тепловых источников таких систем обычно не превышает 91 %. При определении эффективности этих теплогенераторов по высшей теплоте сгорания топлива, величина КПД составляет порядка 80 %, а потери теплоты в теплогенерирующей установке (ТГУ), соответственно, $\Delta Q_{\text{ТГУ}} = 20 \%$.

Таким образом, суммарные тепловые потери в централизованной системе теплоснабжения с тепловым источником в отопительной котельной достигают величины $\Delta Q_{\Sigma} = \Delta Q_{\text{Тс}} + \Delta Q_{\text{р}} + \Delta Q_{\text{ТГУ}} = 20 + 15 + 20 = 55 \%$, а при неудовлетворительном состоянии тепловых сетей и частых авариях тепловые потери могут значительно превышать указанную величину.

В настоящее время приведенные выше недостатки централизованных систем теплоснабжения могут быть безболезненно устранены при замене этих систем на децентрализованные.

Автономные или децентрализованные системы теплоснабжения выгодно отличаются от централизованных тем, что в таких системах источник теплоты и теплоприемники потребителей совмещены в одном агрегате или размещены столь близко, что передача теплоты от источника до теплоприемников может производиться

без тепловых сетей. В этом случае, соответственно, устраняются и все указанные выше недостатки, характерные для тепловых сетей.

При этом важным преимуществом автономных систем теплоснабжения является их маневренность. В этих системах осуществляется только местное, а, при желании теплопотребителя, индивидуальное регулирование тепловой нагрузки. То есть изменить режим работы теплогенерирующих установок можно в считанные минуты, тогда как переходные режимы в обычных теплофикационных системах продолжаются многие часы. Это существенно снижает капитальные и эксплуатационные затраты, а, кроме того, обеспечивает максимально возможное соответствие количества генерируемой тепловой энергии реальным потребностям абонентов, что повышает их комфортность [3].

Кроме того, благодаря исследованиям отечественных специалистов в сфере охраны окружающего воздуха, известно, что при сжигании газообразного топлива выбросы загрязняющих веществ, а, в частности, оксидов азота, с уходящими газами котлов малой мощности существенно меньше, чем с уходящими газами котлов большой мощности, используемых в крупных котельных и на ТЭС.

То есть постепенный переход от централизованных систем теплоснабжения с тепловым источником в отопительной котельной средней или большой мощности к автономным системам обеспечит снижение тепловых потерь не менее, чем на $\Delta Q_{тс} + \Delta Q_{р} = 35\%$ при повышении экологической безопасности таких систем.

Дополнительным резервом повышения эффективности систем теплоснабжения является снижение тепловых потерь непосредственно в теплогенерирующей установке. Коэффициент полезного действия современных водогрейных котлов, устанавливаемых в автономных котельных, чаще всего незначительно отличается от указанного выше КПД котлов средней и большой мощности. Основной статьей тепловых потерь в теплогенерирующей установке являются потери с уходящими газами. Они обусловлены высокими температурами (110–150 °С и выше) продуктов горения на выходе из котла. Такие величины температур уходящих газов поддерживаются из-за низкой интенсивности теплообмена в хвостовых поверхностях нагрева котла, обусловленной малым значением движущей силы теплообменных процессов – разности температур греющего и нагреваемого теплоносителей. То есть для обеспечения глубокого охлаждения продуктов горения необходимы очень развитые поверхности теплообмена, что повышает массу, материалоемкость, габариты, а, следовательно, и стоимость котельной установки.

В то же время известно, что при влажосодержании отходящих газов $x = 0,11–0,12$ кг/кг теплота, приходящаяся на 1 м³ газов, составляет: физическая, определяемая температурой – 195–220 кДж/м³, а влажностная – 315–325 кДж/м³. Если продукты сгорания природного газа охлаждаются ниже температуры точки росы, составляющей для них (54–55) °С, то будет иметь место конденсация части содержащихся в них водяных паров с выделением скрытой теплоты конденсации [4]. При этом можно достичь существенного снижения потерь тепла с уходящими газами.

Наглядным примером резерва снижения тепловых потерь от котельных установок может служить изображение процессов охлаждения продуктов горения топлива в водогрейных котлах без конденсации водяных паров и с конденсацией водяных паров из газов на $I-x$ диаграмме (см. рис. 1). Если при анализе параметров состояния охлаждающихся в теплогенерирующих установках газов интерпретировать относительные части теплоты, полезно используемой, теряемой с уходящими газами и т.д., через соответствующие энтальпии продуктов сгорания топлива видно, что потери

теплоты с уходящими газами традиционных водогрейных котлов без глубокого охлаждения газов $I_{y.g.}^H$ по Q_H при их температуре (110–150) °С (см. точка 4, рис. 1) составляют $I_{y.g.}^H = (7–9)\%$ от генерируемой, а максимальный КПД_H теплогенератора, соответственно, равен (90–92) %, что соответствует I_{II}^H .

Для природного газа разность между высшей и низшей теплотворными способностями составляет около $\Delta Q_{B-H} = (10–12)\%$. Поэтому при оценке КПД того же теплогенератора по высшей теплотворной способности ΔQ_B к потерям физической теплоты уходящих газов добавляется величина ΔQ_{B-H} , и потери $I_{y.g.}^B$ становятся равными (18–20) %, а величина КПД_B = (78–81) %. Это обстоятельство ясно свидетельствует о больших возможностях реального повышения КПД теплогенераторов на величину около $\Delta I_{y.g.} \approx 5\%$ путем более глубокого использования теплоты уходящих газов. Например, при выбросе последних в атмосферу при температуре $t_{y.g.} \approx 35\text{ }^\circ\text{C}$ потери теплоты с ними составят около $I_{y.g.}^B \approx 4,5\%$, а КПД_B теплового агрегата возрастает до 95 % (что соответствует I_{II}^B), вместо (78–81) % у котлов, эксплуатируемых в настоящее время [5].

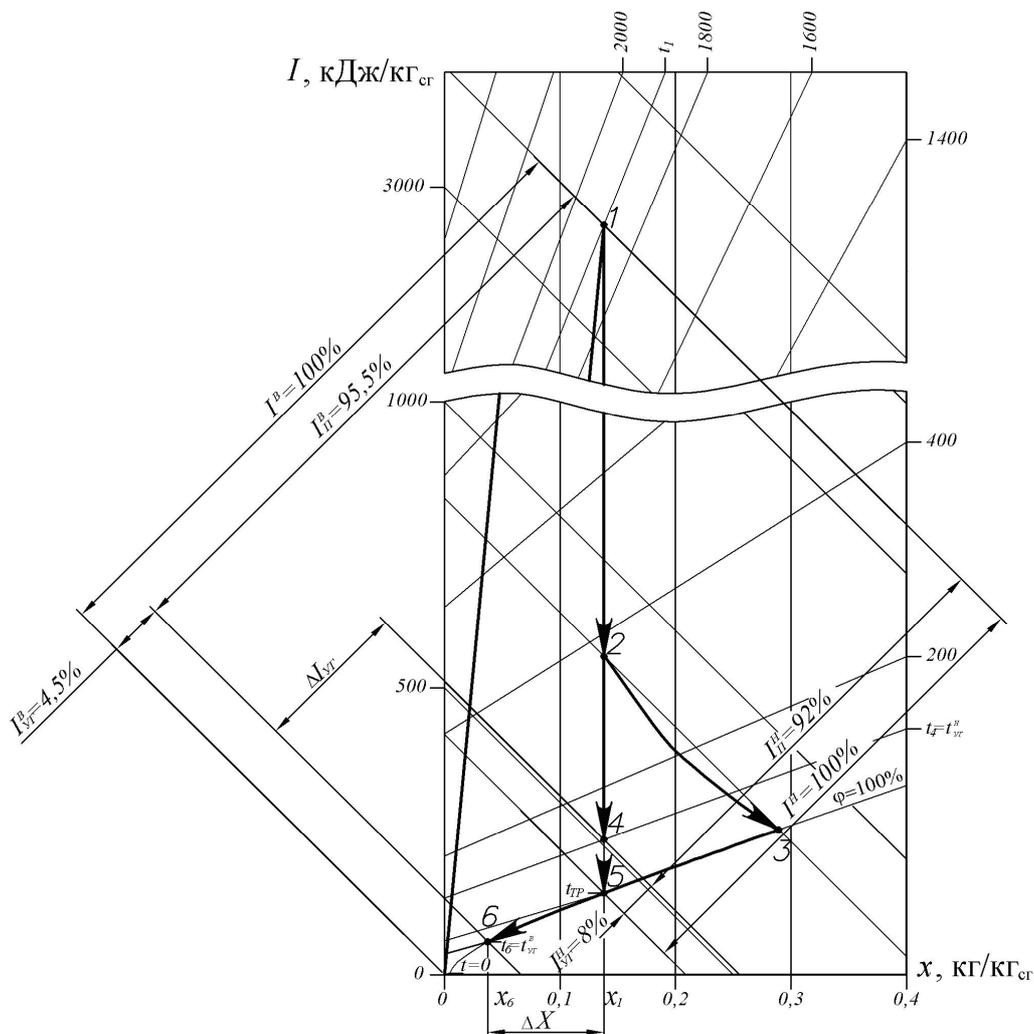


Рис. 1. Изменение параметров продуктов сгорания в традиционном водогрейном котле (вектор 1–4) и в конденсационном теплогенераторе (вектор 1–2–3–6)

С целью глубокого охлаждения продуктов сгорания в котельных могут использоваться различные типы контактных экономайзеров или же в качестве теплогенератора могут быть установлены водогрейные котлы конденсационного типа с хвостовыми поверхностями, выполненными в виде контактного теплоутилизатора [6–9]. В этих установках глубокое охлаждение уходящих газов происходит с достаточно высокой интенсивностью. Однако имеется существенный недостаток – отсутствие возможности использования полученной в теплоутилизаторе горячей воды в открытых системах горячего водоснабжения, вследствие ее загрязнения CO_2 и другими компонентами, содержащимися в продуктах сгорания топлива, при непосредственном контакте с ними. Это обстоятельство значительно сужает область применения нагреваемого в теплоутилизаторе теплоносителя.

Вариантом решения проблемы полезного использования теплоносителя, нагреваемого в контактном теплообменнике и загрязняемого при непосредственном контакте с продуктами сгорания природного газа, является применение двухконтурной схемы, то есть сочетание контактного теплоутилизатора с промежуточным поверхностным теплообменником. Промежуточный теплообменник по отношению к контактной камере теплоутилизатора может быть выносным, то есть размещенным вне ее, и встроенным, размещенным внутри контактной камеры [6, 8, 10].

Однако при размещении промежуточного поверхностного теплообменника внутри контактной камеры контактно-поверхностного теплоутилизатора процессы теплообмена газа с циркуляционной водой и последней с нагреваемой водой происходят одновременно на одной поверхности теплообмена. Поэтому невозможно осуществить термодинамически выгодный противоток обеих пар теплоносителей (газ – циркуляционная вода, циркуляционная вода – нагреваемая вода). Противоток соблюдается лишь в одной паре теплоносителей, а в другой паре теплоносителей будет иметь место прямоток.

При выполнении контактно-поверхностных теплоутилизаторов с выносным промежуточным теплообменником значительно увеличиваются габариты, масса и материалоемкость установки [8].

В качестве наиболее эффективного решения проблемы глубокого охлаждения уходящих газов теплогенерирующих установок может быть предложена установка в качестве теплогенераторов в тепловых источниках автономных систем теплоснабжения конденсационных водогрейных котлов (КВК), разработанных в БГТУ им. В.Г. Шухова, см. рис. 2 [11, 12]. Данный водогрейный котел может служить для целей теплоснабжения потребителей различного назначения [1, 5]. Отличительной особенностью таких котлов является наличие двух циркуляционных контуров.

В первом контуре – радиационной части (РЧ), выполняемой по аналогии с наиболее эффективными типами жаротрубно-дымогарных водогрейных котлов, производится выработка горячей воды на цели отопления, а во втором контуре – контактно-рекуперативной части (КРЧ) – выработка теплоносителя на нужды горячего водоснабжения.

Продукты сгорания природного газа, сжигаемого в топке РЧ, покидают радиационную часть с температурой значительно более высокой, чем температура уходящих газов на выходе из традиционно используемых в системах теплоснабжения водогрейных котлов. Это обстоятельство обеспечивает увеличение средней разности температур между теплоносителями по сравнению традиционными котлами. Кроме того, коэффициент теплопередачи в РЧ принимает максимально возможные значения, что обусловлено максимальными величинами коэффициента теплоотдачи от газов к

поверхности теплообмена (за счет высоких значений радиационной составляющей теплопереноса).

В адиабатной части (АЧ) продукты сгорания проходят через факелы диспергированного конденсата и частично охлаждаются. При этом газы захватывают капли конденсата и выносят их на опорно-распределительную решетку, над которой происходит инверсия фаз: если под решеткой газ был сплошной фазой, а жидкость – дисперсной, то над решеткой жидкость становится сплошной фазой, а газ – дисперсной фазой, распределенной в виде пузырьков в жидкости. Эта двухфазная эмульгированная система газ-жидкость характеризуется развитой поверхностью контакта, высокими значениями относительных скоростей фаз, развитой турбулентностью потока, что в совокупности обуславливает высокую эффективность теплообмена между газовой и жидкой фазами. Газы адиабатно охлаждаются до термовлажностного равновесия при температуре мокрого термометра (см. вектор 2–3 на рис. 1).

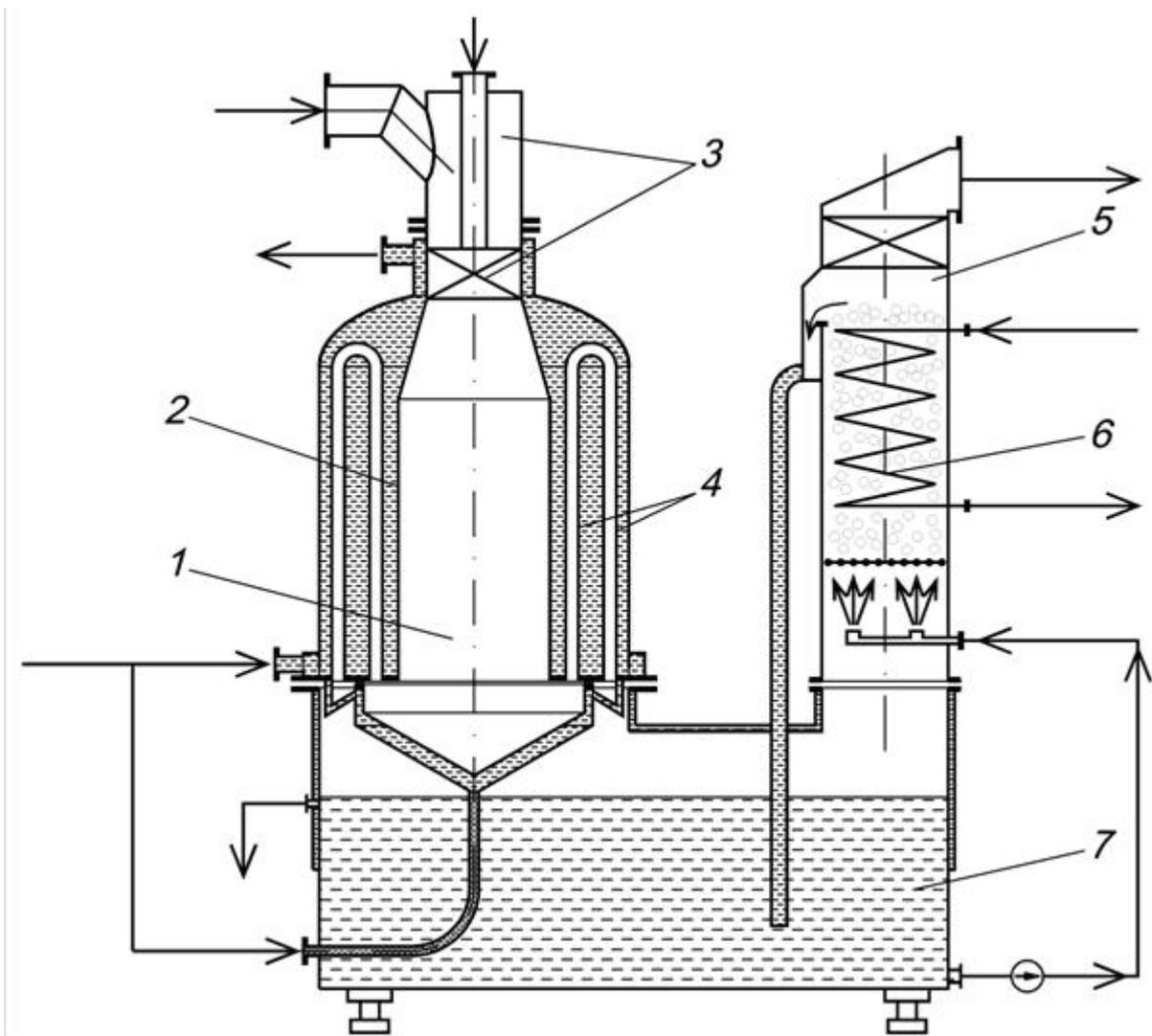


Рис. 2. Схема конденсационного водогрейного котла (КВК):

1 – радиационная часть (РЧ); 2 – жаровая труба; 3 – горелка; 4 – дымогарные трубы;
5 – контактно-рекуперативная часть (КРЧ); 6 – трубный пучок КРЧ; 7 – адиабатная часть (АЧ)

В межтрубном просторі тепло газів передається конденсату (см. вектор 3–6 на рис. 1) і від останнього – через стінки труб – нагріваємої воді, проходящій послідовально по декільком горизонтальним рядам труб протівопоток по відношенню до восходящому двохфазному потоку газ-конденсат в емульгированном режимі. Над трубним пучком швидкість газу зменшується, конденсат відбрасується в кармани і по опускним трубам повертається в бак конденсату. Проходячи через каплеуловитель, газ звільнюється від крапель конденсату і охолодженою, а також з суттєво зменшеним вологості вмістом видаляється з КРЧ.

При цьому теплова навантаження радіаційної частини становить порядку 75 %, а контактної-рекуперативної частини – порядку 25 % від загальної теплової продуктивності агрегату. Схема обв'язки котла представлена на рис. 3. В разі необхідності виробки більшої кількості гарячої води на потреби ГВС, ніж номінально можливо отримати в КРЧ, недостаюча частина гарячої води виробляється в допоміжному поверхневому водо-водяному підігрівачі 2. В теплу пору року, коли опалювальна навантаження відсутня, вся вироблювана в РЧ теплота використовується для нагріву води на гаряче водопостачання в підігрівачі 2. Система опалення при цьому відключається.

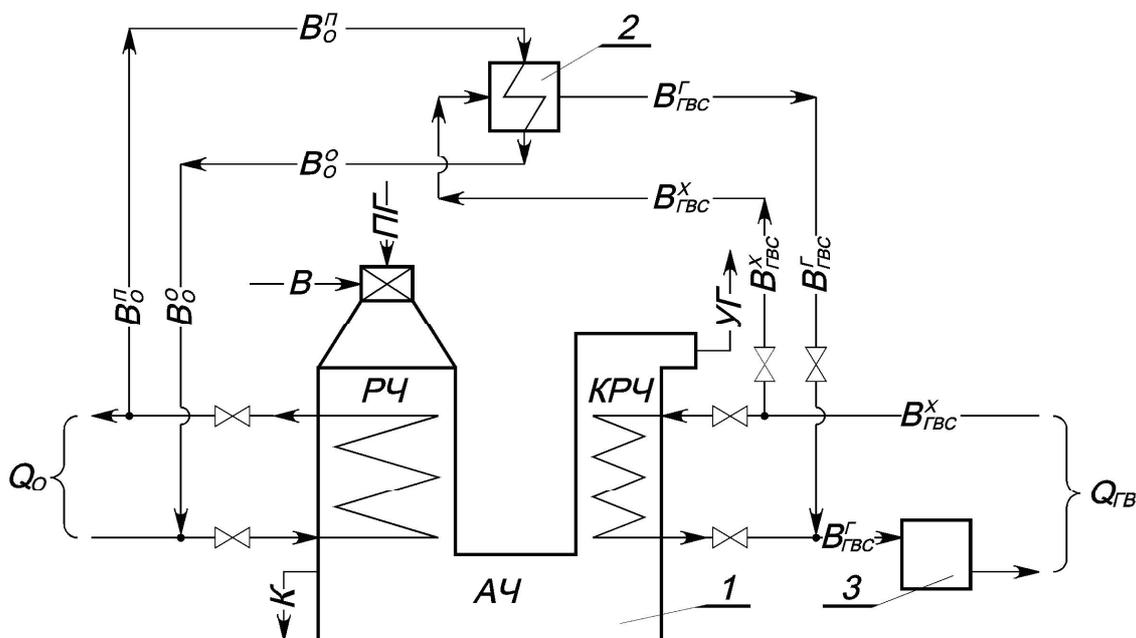


Рис. 3. Принципіальна схема пристрою та роботи конденсаційного водогрійного котла:

1 – конденсаційний водогрійний котел; 2 – водо-водяний підігрівач; 3 – бак-акумулятор;
РЧ – радіаційна частина; КРЧ – контактної-рекуперативна частина; АЧ – адіабатна частина;

ПГ – природний газ; В – повітря; V_0^o , $V_0^п$ – опалювальна вода зворотна та пряма, відповідно;

$V_{ГВС}^x$, $V_{ГВС}^r$ – вода на гаряче водопостачання холодна та гаряча, відповідно; УГ – вихідні гази;

К – конденсат; Q_0 , $Q_{ГВ}$ – теплота на опалення та гаряче водопостачання, відповідно

С метою перевірки відповідності основних розрахункових характеристик КВК фактичним параметрам, визначаючим ККД теплогенератора, а також відповідності температур нагріваємих теплоносіть вимогам регламентуючих документів Російської Федерації був створений стенд випробувань пілотного зразка паливосберегаючого газового водонагрівача (см. рис. 4). В цьому випробувальному

стенде теплообменник 2, в котором охлаждается отопительная вода, движущаяся в замкнутом контуре, является имитатором системы отопления. Охлаждение отопительной воды в теплообменнике 2 осуществляется посредством направления в его трубное пространство холодной воды V_x , которая, как и нагретая вода $V_{ГВС}^Г$ после КРЧ и подогревателя 3, во время испытаний сбрасывались в канализацию.

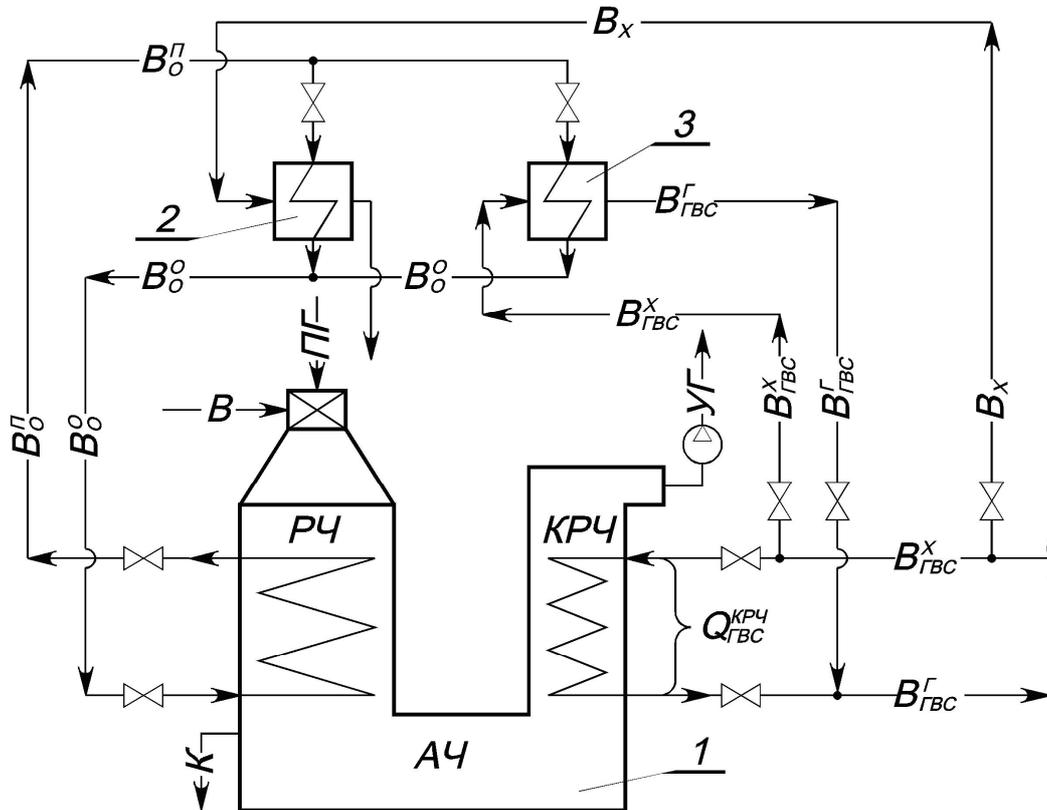


Рис. 4. Упрощенная схема испытательного стенда КВК:

1 – конденсационный водогрейный котел; 2 – теплообменник охлаждения отопительной воды; 3 – водо-водяной подогреватель – бойлер; $Q_{ГВС}^{КРЧ}$ – теплота, полезно усвоенная в контактно-рекуперативной части; V_x – охлаждающая вода; остальные обозначения см. рис. 3

Измерения расходов, температур и давлений всех теплоносителей, указанных на рис. 4, производились соответствующими приборами, прошедшими поверку.

Основные расчетные и измеренные параметры, определяющие эффективность конденсационного водогрейного котла, приведены в таблице.

Как видно из таблицы, измеренные в ходе испытаний характеристики конденсационного водогрейного котла весьма близки расчетным значениям, а температуры нагреваемых теплоносителей соответствуют требованиям регламентирующих документов.

Таким образом, при использовании автономных систем теплоснабжения с установкой в качестве теплогенератора конденсационного водогрейного котла, разработанного в БГТУ им. В.Г. Шухова существенно (почти в 2 раза) уменьшается расход природного газа на цели отопления и горячего водоснабжения жилых, общественных и промышленных объектов, повышается надежность систем теплоснабжения, снижается в 3,5–4 раза себестоимость потребляемого тепла.

Таблица

Основные расчетные и фактические технические параметры КВК

№ п/п	Наименование параметра	Единицы измерений	Величины параметров	
			расчетные	фактические
1	Расход природного газа	нм ³ /ч	23,5	11,0–23,28
2	Коэффициент избытка воздуха	–	1,1	1,09–1,14
3	Температура отопительной воды: прямой/обратной	°С	95/60	(75–105)/(50–65)
4	Температура уходящих газов (после КРЧ)	°С	35	20–45
5	Температура воды для ГВС: начальная/конечная	°С	~10/55	~10/(40–64) ^{*1}
6	Температура продуктов горения после РЧ и перед КРЧ	°С	250 ($Q_{\Sigma} = 43\%$) 370 ($Q_{\Sigma} = 100\%$)	177 ($Q_{\Sigma} = 46\%$) 340 ($Q_{\Sigma} = 97\%$)
7	Доля тепла, полезно усваиваемая в КРЧ	%	22,6	18,3–19,65
8	Потери тепла с уходящими газами	%	3,88	1,74–6,4
9	Тепловой КПД по высшей теплоте сгорания топлива ^{*2}	%	96,12	98,26–93,6
10	Расход генерируемого конденсата при номинальной нагрузке	л/ч	~30	~30
11	Габариты: длина×ширина×высота	м	1,1×1,0×2,2	1,1×1,0×2,2
12	Масса	кг	460	460

^{*1} По действующим нормам и ГОСТ РФ температура воды для ГВС регламентируется 55–60 °С.

^{*2} Учитывались только потери тепла с уходящими газами.

Список литературы: 1. Кожевников, В.П. О преимуществах перехода от централизованного к индивидуальному теплоснабжению жилых, общественных и промышленных зданий [Текст] / В.П. Кожевников, М.И. Кулешов, А.В. Губарев // Промышленная энергетика. – 2009. – № 5. – С. 7-9. 2. Нурмеев, Б.К. Сравнительная оценка загрязнения атмосферы при сжигании органического топлива в тепловых источниках [Текст] / Б.К. Нурмеев // Промышленная энергетика. – 2004. – № 7. – С. 51-54. 3. Лихтер, Ю.М. Автономное теплоснабжение зданий [Текст] / Ю.М. Лихтер, В.А. Константинов // Энергетик. – 1995. – № 4. – С. 9-10. 4. Бухаркин, Е.Н. Резервы повышения экономичности газовых водогрейных котлов [Текст] / Е.Н. Бухаркин // Энергосбережение и водоподготовка. – 2002. – № 4. – С. 39-42. 5. Кулешов, М.И. Перспективы существенного снижения топливопотребления в теплофикации [Текст] / М.И. Кулешов, А.В. Губарев, М.Э. Чефранов // Промышленная энергетика. – 2005. – № 12. – С. 28-30. 6. Утилизация низкопотенциальных тепловых вторичных энергоресурсов на химических предприятиях [Текст] / В.Г. Григоров, В.К. Нейман, С. Д. Чураков и др. – М.: Химия, 1987. – 240 с. 7. Ахтырский, А.А. Использование тепла низкотемпературных продуктов сгорания газообразного топлива в производственно-отопительных котельных [Текст] / А.А. Ахтырский, Ю.А. Соколов, В.С. Полуэктов // Промышленная энергетика. – 1977. – № 5. – С. 25-26. 8. Аронов, И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / И.З. Аронов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра, 1990. – 280 с. 9. Соснин, Ю.П. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели [Текст] / Ю.П. Соснин, Е.Н. Бухаркин. – 4-е изд., испр. и доп. – М.: Стройиздат, 1988. – 376 с. 10. Ильин, И.Н. Об эффективности контактных теплообменников с активной насадкой [Текст] / И.Н. Ильин, Д.М. Блумберга, В.А. Гришин и др. // Промышленная энергетика. – 1986. – № 8. – С. 22-24. 11. Пат. 2270405 Российская Федерация, МПК⁷ F 24 Н 1/00, F 24 Н 1/10. Водогрейный котел Кулешова М.И. / М.И. Кулешов, А.В. Губарев, О.Ф. Лапин, С.В. Березкин. – Оpubл. 20.02.06. – Бюл. № 5 (II ч.). – 10 с. 12. Пат. 2378582 Российская Федерация, МПК⁷ F 24 Н 1/00. Водогрейный котел / М.И. Кулешов, В.П. Кожевников, А.В. Губарев. – Оpubл. 10.01.10. – Бюл. № 1. – 14 с.

© Губарев А.В., Кулешов М.И., Погонин А.А., 2012
Поступила в редколлегию 09.02.12

УДК 621.311.22:621.039-049.32

В.Л. КАВЕРЦЕВ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
О.В. НАЛИЗКО, н.с. НТУ «ХПИ»;
Ю.Н. УСЫК, ст. преп. НТУ «ХПИ»

СТРУКТУРНАЯ СХЕМА ОРГАНИЗАЦИИ РЕМОНТНЫХ ЦИКЛОВ ЭНЕРГОБЛОКОВ ТЭС И АЭС С УЧЕТОМ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИАГНОСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ

В данной статье предлагается структурная схема ремонтных циклов энергоблоков ТЭС и АЭС, что учитывает данные о наработке на отказ разных частей оборудования за срок его эксплуатации

У даній статті пропонується структурна схема ремонтних циклів енергоблоків ТЕС і АЕС, що враховує дані про напрацювання на відмову різних частин устаткування за термін його експлуатації.

The flow diagram of repair cycles of power units of TES and AES, containing information about live time of different details of equipment in the term of his exploitation is offered in this article.

Система планово-предупредительных ремонтов оборудования энергоблоков ТЭС и АЭС была сформирована более 30 лет назад для условий жесткого централизованного планирования и управления, а ее выбор был обусловлен необходимостью обеспечения надежной эксплуатации оборудования в условиях минимального резерва энергетических мощностей, определяемого отставанием в то время развития электроэнергетики от потребностей промышленности.

В настоящее время в Украине в рыночных условиях актуальна разработка новых технологий и методов ремонтов, способных помочь электростанциям работать более эффективно и обеспечивать энергетическим объектам длительную и надежную эксплуатацию оборудования. При этом особое место занимают задачи рационального планирования и организации ремонтных работ на энергоблоках электростанций и расчета их коэффициентов готовности на основе результатов диагностики технического состояния оборудования. Решение этих задач в практике эксплуатации энергоблоков ТЭС и АЭС дает возможность повысить экономическую эффективность проведения ремонтных работ и определить оптимальный резерв мощности энергосистемы, необходимый для компенсации недовыработки электроэнергии из-за простоя энергоблоков во время ремонтов, обеспечив, таким образом, стабильность работы энергосистемы [1–3].

При планировании и проведении ремонта энергоблоков ТЭС и АЭС необходимо уделять особое внимание определению оптимального времени его выполнения, поскольку недовыработка электроэнергии энергоблока напрямую зависит от времени его простоя в ремонте, под которым понимается комплекс операций, необходимых для возобновления работоспособности энергоблока, его ресурса и его составляющих частей [4].

Рассматривая конкретные энергоблоки и их комплектующее оборудование, а также ресурс отдельных деталей и узлов, можно разработать систему ремонтных циклов. Нами предложена структурная схема организации ремонтных циклов для нескольких уровней моделей ремонтов, которая может быть описана соответствующим математическим выражением для любого оборудования энергоблока (рис. 1).

В представленной структурной схеме первый уровень включает в себя: 1 – котельную установку; 2 – турбинную установку; 3 – систему собственных нужд

енергоблока; 4 – открытое распределительное устройство; 5 – автоматизированная система управления технологическими процессами (АСУ ТП) и т.д.

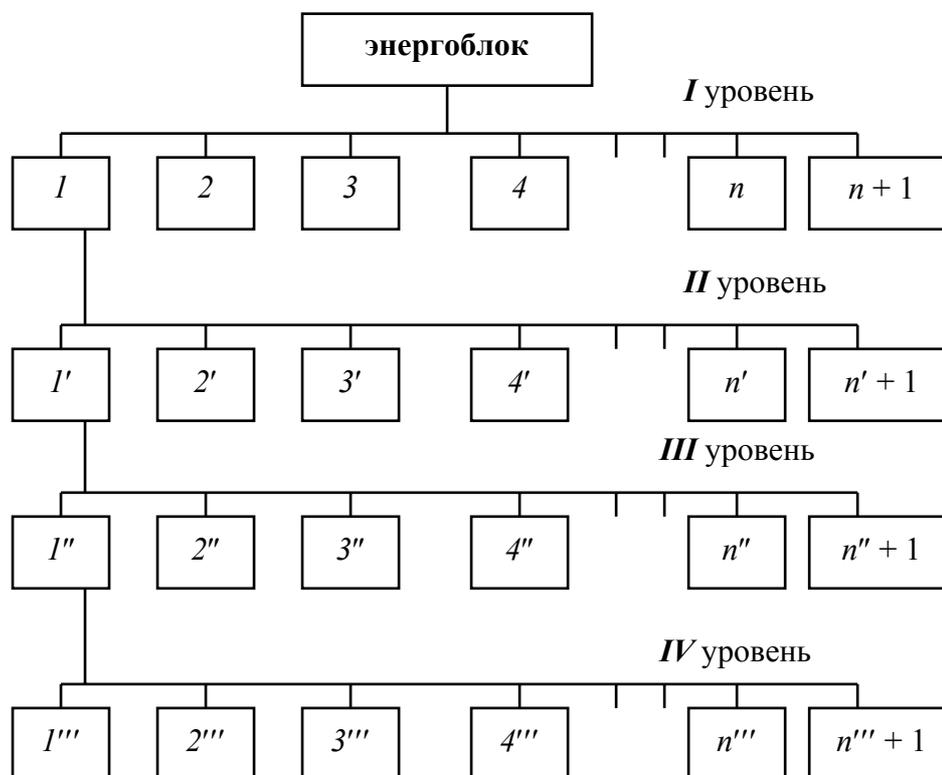


Рис. 1. Структурная схема организации ремонтных циклов для нескольких уровней моделей ремонтов энергоблоков ТЭС и АЭС

Второй уровень структурной схемы применительно, например, к котельной установке включает: 1' – котел; 2' – дымосос; 3' – дутьевой вентилятор; 4' – регенеративный воздухоподогреватель; 5' – мельницы и оборудование пылеприготовления и т.д.

Более низкий, третий уровень применительно к котлу включает: 1'' – поверхности нагрева; 2'' – технологические трубопроводы и арматура в пределах котла; 3'' – обмуровка и гарнитура; 4'' – горелочное устройство; 5'' – электросиловые кабели и система контрольно измерительных приборов и автоматики (КИПиА) и т.д.

Четвертый уровень для поверхностей нагрева котла включает: 1''' – экраны топки; 2''' – ширмы; 3''' – пароперегреватели; 4''' – водяной экономайзер; 5''' – воздухоподогреватель и т.д.

Применительно к турбинной установке ко второму уровню относятся следующие составляющие: 1' – турбина; 2' – турбогенератор; 3' – система регенерации низкого давления; 4' – система регенерации высокого давления; 5' – система охлаждения конденсаторов турбины и т.д.

К третьему уровню применительно к турбине относятся: 1'' – цилиндры турбины; 2'' – роторы турбины; 3'' – подшипники турбины; 4'' – опоры и т.д.

К четвертому уровню для цилиндров турбины относятся: 1''' – корпус цилиндра; 2''' – диафрагмы; 3''' – уплотнения; 4''' – обоймы диафрагмы и т.д. Аналогичным образом происходит разбиение для всех составляющих первого уровня.

В основе такого структурного разбиения на уровни может быть положен прогнозируемый ресурс работы деталей рассматриваемого вида оборудования, определенный на основании проведенной диагностики.

Не всегда показатель надежности работы отдельно взятого основного оборудования станции, относящегося к первому уровню предлагаемой структурной схемы ремонтных циклов (реактор, парогенератор, турбина), может быть гарантией надежности работы всего энергоблока. Это связано со многими причинами. Прежде всего, это качество проектных и компоновочных решений, принятых на стадии разработки рабочего проекта энергоблока, а также техническое состояние трубопроводов, вспомогательного оборудования различного назначения (насосы, подогреватели, арматура, электрическое оборудование, КИПиА и т.д.), которое зависит от качества изготовления, монтажа, уровня эксплуатации и обслуживания во время проведения ремонтных работ.

Из практики эксплуатации ТЭС и АЭС хорошо известны типичные ситуации, когда выход из строя какого либо элемента технологической схемы может привести, в лучшем случае, к работе энергоблока на пониженной нагрузке. В результате чего происходит недовыработка электроэнергии. Причины выхода из строя такого оборудования различны. Самые основные уже были упомянуты. Поэтому необходимо внедрение современных методов диагностики состояния оборудования, которые можно использовать как при проведении ремонтных работ, так и при работающем блоке, когда проектным решением предусмотрена группа оборудования, которая может находиться в простое, даже при полной нагрузке блока. При этом, проведя тщательную диагностику всех деталей этого оборудования, можно выявить дефекты, которые могут привести к выходу его из строя в процессе эксплуатации. После выявления дефектов принимаются два варианта решений: либо это оборудование заменяют, либо необходимо корректировать сроки проведения следующего ремонта с заменой дефектных деталей. В этом случае целесообразно применить структурный подход для создания математической модели оптимизации ремонтных циклов на основании данных о фактическом состоянии оборудования. При этом под ремонтными циклами понимается наиболее коротко повторяющиеся интервалы времени, в течение которого выполняются в определенной последовательности в соответствии с требованиями нормативно-технической документации все установленные виды ремонта.

Используя многоуровневый подход к оптимизации ремонтных циклов, можно сделать простой вывод, что выход из строя по причине некачественного ремонта любого узла технологической схемы энергоблока, например, насосной группы линии питательной воды, регулирующей или отсечной арматуры, главных трубопроводов и т.д., могут привести к нарушениям работы ТЭС или АЭС. Некачественно проведенный ремонт – это не только отражение соответствующего технологического и исполнительского уровня проведения ремонта, но и его организации, которая не всегда достаточно точно учитывает информационные данные о состоянии составляющих элементов того или иного оборудования. В этой части, в основном, учитывается только срок наработки на отказ по техническим данным, а не по фактическому состоянию. Фактическое состояние деталей оборудования можно определить только путем проведения тщательной диагностики. Поэтому при организации и планировании проведения ремонтов целесообразно использовать прогрессивные методы диагностики. Это позволит более точно прогнозировать возможные отказы оборудования и избегать дополнительных простоев блока и, как следствие, недовыработки им электроэнергии. В этой связи предлагается структурная схема ремонтных циклов с учетом

прогнозируемой наработки на отказ составляющих деталей оборудования энергоблока (рис. 2).

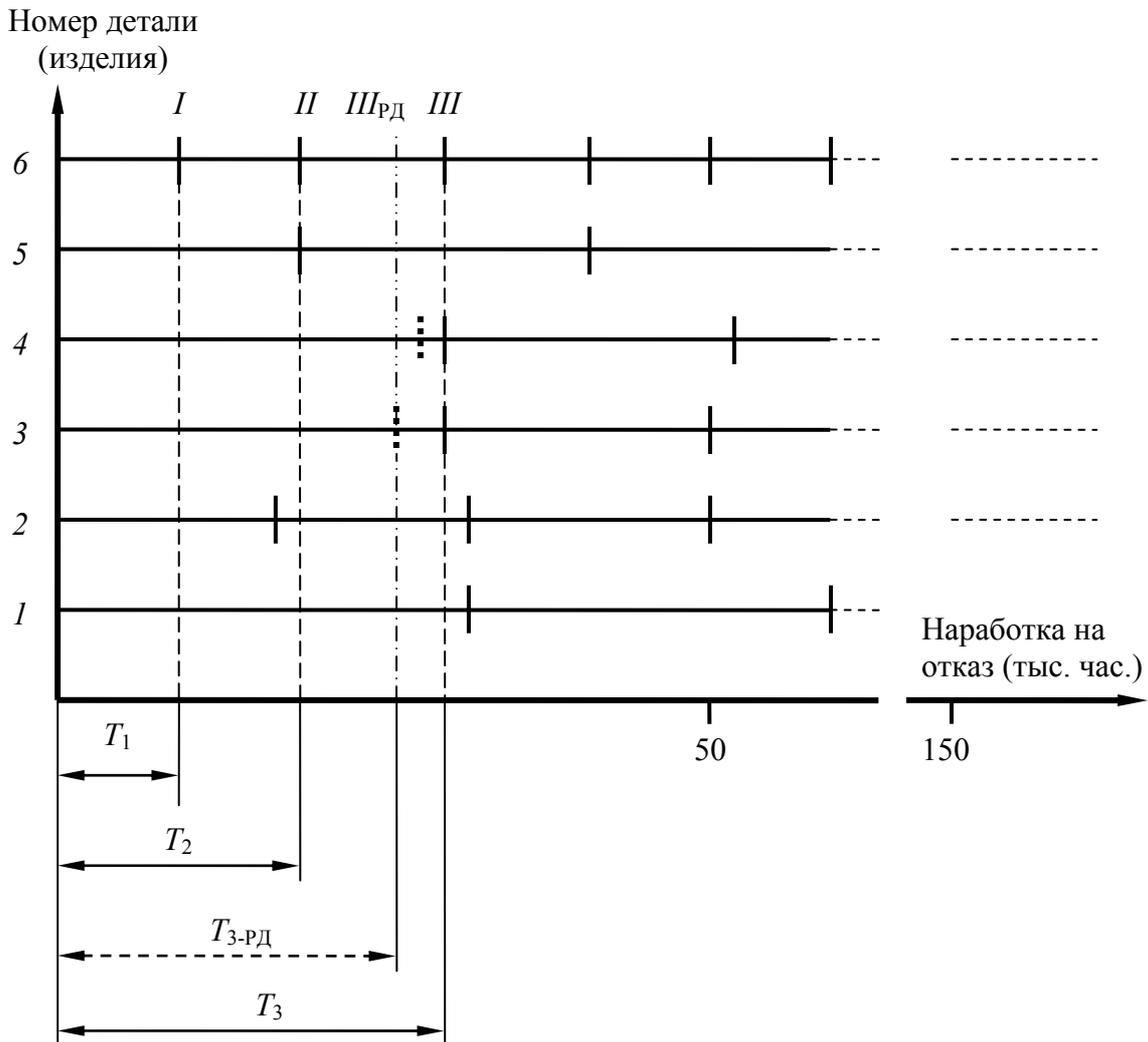


Рис. 2. Структурная схема ремонтных циклов оборудования

Здесь для каждой детали (1, 2...6) указаны свои отрезки времени наработки на отказ T_1 , T_2 и T_3 в соответствии с техническим паспортом завода-изготовителя.

С целью оптимизации проведения ремонта эти временные периоды ориентированы на наиболее короткие временные гарантийные сроки работы изделия 6 (I, II, III и т.д.). Все остальные участки гарантийного времени работы деталей (1–5) могут несколько не совпадать. Например, из схемы видно, что через время T_1 необходимо обратить внимание на деталь 6, через период T_2 на детали 6, 5, 2. Если в процесс ремонтного обслуживания ввести методы диагностики, которые покажут, что, например детали 4 и 3 по техническому состоянию не гарантируют работу времени T_3 , то необходимо его уточнить и определить новый прогнозируемый межремонтный период времени работы (III_{РД}) по результатам диагностики (РД) и соответственно изменить время наработки на отказ $T_{3-РД}$.

Применительно, например, к насосной группе, структурная схема ремонтных циклов, с учетом наработки на отказ различных деталей для каждого насоса рассматриваемой группы, требующего останова для их восстановления до

первоначальных (проектных) характеристик, может быть представлена комплекующей частью деталей: 1 – ротор насоса; 2 – уплотнение вала; 3 – подшипники; 4 – корпус; 5 – диски ступеней; 6 – концевые уплотнения и т.д. Все детали имеют различную наработку на отказ и по ним определяют периодичность и количество остановов насоса для восстановления деталей. Если по результатам диагностики установлено, что одна или несколько его деталей могут не проработать весь межремонтный период, тогда необходимо откорректировать график работы насосной группы на период эксплуатации энергоблока. Обычно проектом предусматривается резервирование работы насосов (один насос находится в эксплуатации, один в аварийном резерве, третий находится в ремонте).

По имеющимся данным можно оценить коэффициент готовности насоса (другого вида оборудования) по ремонтному обслуживанию

$$\eta_r = \frac{T_K - T_{\text{ПР}} - T_{\text{АР}}}{T_K}, \quad (1)$$

где T_K – рассматриваемый временной период. Как правило, это календарный год (К) (12 мес.);

$T_{\text{ПР}}$ – среднее время простоя (ПР), отнесенное к рассматриваемому периоду времени, связанное с проведением плановых ремонтов ;

$T_{\text{АР}}$ – вероятностный простой насоса в аварийно-восстановительном ремонте (АР) из-за низкого качества ремонта.

Величину $T_{\text{АР}}$ можно значительно сократить, если планировать и выполнять ремонт на основании фактических показателей по результатам проведения диагностики.

Если использовать структурную схему ремонтных циклов (рис. 1), то по аналогии с насосной группой можно оценить по формуле (1) коэффициент готовности для каждого уровня, и для энергоблока в целом, и создать математическую модель, описывающую изменение технического состояния и надежности работоспособного оборудования, а также времени, оставшегося до его отказа, с целью планирования сроков и длительности (продолжительности) ремонтов и расчета коэффициента готовности.

Такой подход к планированию продолжительности ремонтов энергоблоков ТЭС и АЭС позволяет более точно произвести расчеты экономических показателей в виде суммарных затрат (потерь) электростанции, связанных с ремонтами энергоблоков и значительно сократить их простои при ремонте.

Список литературы: 1. *Gardzilewicz, A.* The heat and flow diagnostic procedure leading to a steam turbine repair Plan [Text] / A. Gardzilewicz, A. Jefimow // Proc. 10th Conf. on Steam and Gas Turbines for Power and Cogeneration Plants. – Karlovy Vary (Czech. Rep.). – 1994. – P. 87-93. 2. *Gardzilewicz, A.* Thermal Diagnostics of Thermal Cycle Components on an Example of a Regenerative Heat Exchanger Rep. [Text] / A. Gardzilewicz, A. Jefimow // IFFM-PAS 256/94. – Gdansk (in Polish). – 1994. – P. 34-40. 3. *Giuch, J.* The analysis of performance of the turbine condenser with the prognosis of repair [Text] / J. Giuch, A. Gardzilewicz // Proc. of the International Joint Power Generation Conf. – Baltimore, Maryland (USA). – August 23-26, 1998. – V. 2. – P. 179-190. 4. Галузевий керівний документ (ГКД 34.20.661-2003) «Правила організації технічного обслуговування та ремонту обладнання, будівель і споруд електростанцій та мереж». Міністерство палива та енергетики України 2004.

© Каверцев В.Л., Нализко О.В., Усык Ю.Н., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 62-752.8(088.8)

В.С. ГАПОНОВ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.И. НАУМОВ, инженер НТУ «ХПИ»;
Ю.А. ОСТАПЧУК, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРУГОЙ ОПОРЫ С УПРАВЛЯЕМОЙ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМ

Предложена математическая модель упругой опоры с управляемой квазиулево́й жесткостью для подшипников высокоскоростных роторных систем с целью использования в задаче обеспечения управления их статической и динамической жесткостями.

Запропонована математична модель упругої опори з керованою квазінульовою жорсткістю для підшипників високошвидкісних роторних систем з наміром використання в задачі забезпечення керування їх статичними та динамічними жорсткостями.

Questions of influence of radial backlashes in cogged gearing on a clutch at which specific loading increases by each, on a resource coupler are considered. The estimation method of a residual resource on pressure of a bend of cogs and a calculation example is shown.

Анализ публикаций. В работе [1] проведен анализ конструкций и функциональных возможностей упругих опор подшипников высокоскоростных роторных систем. Установлено, что существующие упругие опоры не решают задачу одновременного обеспечения статической и динамической жесткости роторных систем. Поэтому предложен новый принцип работы упругих опор, позволяющий управлять характеристиками жесткости [2, 3]. Опоры с новым принципом работы упругих элементов требуют соответствующей математической модели.

Цель исследования. Целью исследования является обоснование математической модели упругой опоры с управляемой квазиулево́й жесткостью для подшипников высокоскоростных роторных систем.

Основная часть. Рассматриваемая опора подшипников ротора [2] состоит из трех основных частей (рис. 1), которые механически связаны между собою: несущей системы, корректора жесткости и системы регулирования [3].

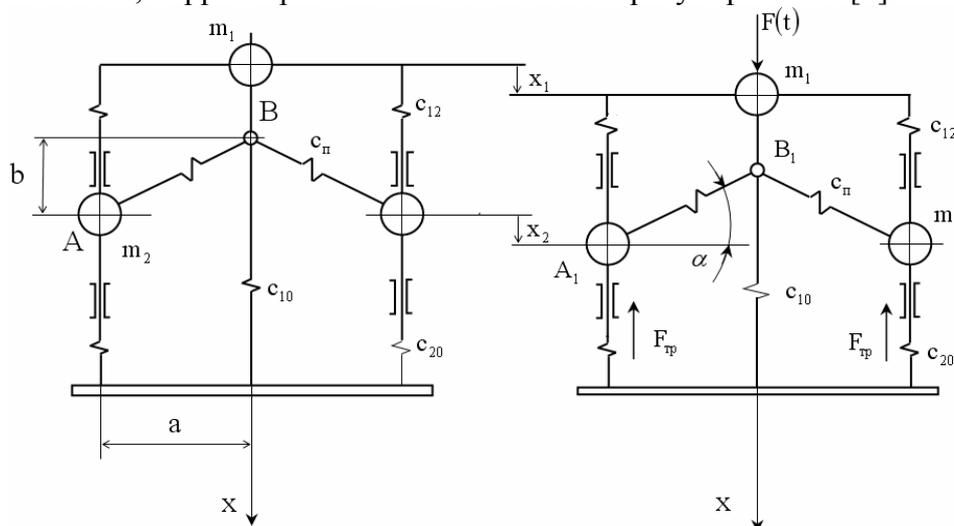


Рис. 1. Схема упругой опоры

Несущая система обеспечивает необходимую несущую способность ротора. Корректор жесткости AB за счет параллельного подключения к несущей системе упругих элементов, имеющих отрицательную жесткость, обеспечивает реализацию упругой характеристики с участком квазинулевой жесткости на рабочем режиме работы системы. Автоматическая поддержка участка квазинулевой жесткости упругой характеристики в положении, которое отвечает рабочему режиму, осуществляется пассивным регулятором.

Геометрические параметры опоры подшипников

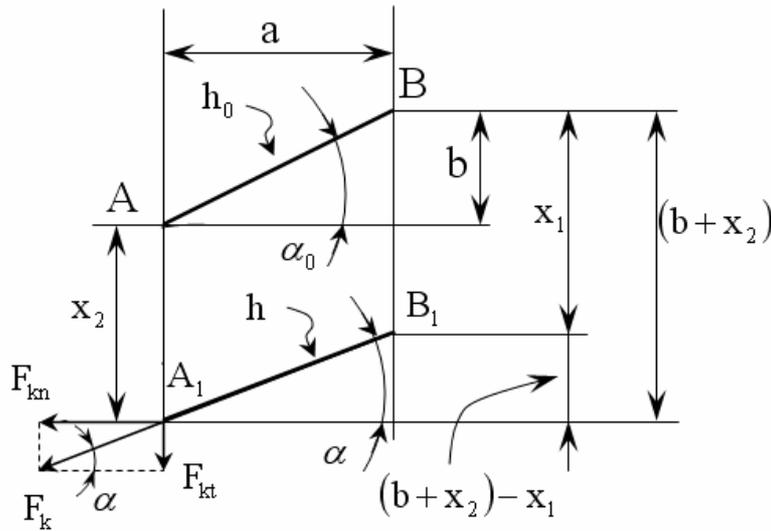


Рис. 2. Зависимость между безразмерными координатами

$$h_0 = \sqrt{a^2 + b^2}; \quad h = \sqrt{h_0^2 + 2b(x_2 - x_1) + (x_2 - x_1)^2}.$$

Сила в корректоре $F_k = C_n(h_0 - h)$, где C_n – жесткость пружины корректора.

Сила трения в направляющих управляющей подсистемы

$$F_{TP} = F_{kn} \cdot f; \quad F_{kn} = F_k \cdot \cos \alpha = C_n(h_0 - h) \cdot \frac{a}{h};$$

$$f = \begin{cases} f \leftarrow \dot{x}_2 < 0 \\ 0 \leftarrow \dot{x}_2 = 0 \\ -f \leftarrow \dot{x}_2 > 0 \end{cases}; \quad F_{TP} = C_n(h_0 - h) \cdot \frac{a}{h} \cdot f.$$

Условие самоторможения

$$f \geq \frac{(b + x_2) - x_1}{a}.$$

Уравнения движения системы

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + m_2 \dot{x}_2^2. \tag{1}$$

Потенциальная энергия системы

$$\Pi = \frac{C_{10} x_1^2}{2} + C_{20} x_2^2 + C_{12} (x_2 - x_1)^2 + C_n (h_0 - h)^2. \tag{2}$$

Уравнения Лагранжа 2-го рода

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} &= -\frac{\partial \Pi}{\partial x_i} + F_i(t); \\ m_1 \ddot{x}_1 + C_{10} x_1 - 2C_{12} (x_2 - x_1) + 2C_n \left(\frac{h_0}{h} - 1 \right) (b + x_2 - x_1) &= F(t); \\ m_2 \ddot{x}_2 + C_{20} x_2 + C_{12} (x_2 - x_1) - C_n \left(\frac{h_0}{h} - 1 \right) (b + x_2 - x_1 - af) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Статика системи

Из ($F(t) = F$; $\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 = 0$) подстановкой в (3) следует

$$\left. \begin{aligned} C_{10} x_1 - 2C_{12} (x_2 - x_1) + 2C_n \left(\frac{h_0}{h} - 1 \right) (b + x_2 - x_1) &= F; \\ C_{20} x_2 + C_{12} (x_2 - x_1) - C_n \left(\frac{h_0}{h} - 1 \right) (b + x_2 - x_1 - af) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

или, обозначив $x_1 - x_2 \stackrel{def}{=} Z$, имеем условие самоторможения $f \geq \frac{b-Z}{a}$ и уравнение статики системы

$$\left. \begin{aligned} \frac{F}{C_{10}} &= \left(1 + C_{12} \frac{C_{10} + 2C_{20}}{C_{10} C_{20}} \right) Z + C_n \left(\frac{h_0}{h} - 1 \right) \left[\frac{C_{10} + 2C_{20}}{C_{10} C_{20}} (b - Z) - \frac{a}{C_{20}} f \right]; \\ h &= \sqrt{a^2 + (b - Z)^2}. \end{aligned} \right\}$$

В безразмерном виде геометрические параметры:

$$\bar{x}_1 = \frac{x_1}{b}; \quad \bar{x}_2 = \frac{x_2}{b}; \quad \bar{Z} = \frac{Z}{b}; \quad \bar{h} = \sqrt{\bar{h}_0^2 - 2\bar{Z} + \bar{Z}^2};$$

$$\frac{F}{b \cdot C_{10}} = (1 + C_{12} \pi_c) \bar{Z} + C_n \left(\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}} - 1 \right) (\pi_c (1 - \bar{Z}) - \pi_f),$$

где

$$\pi_c = \frac{C_{10} + 2C_{20}}{C_{10} C_{20}}; \quad \pi_f = \frac{f}{C_{10} \operatorname{tg} \alpha_0}.$$

Жесткость системы

$$(b \cdot C_{10})^{-1} \frac{dF}{dZ} = 1 + C_{12} \cdot \pi_c + C_n \left[\frac{\bar{h}_0 (1 - \bar{Z})}{\bar{h}^3} \left(\pi_c - (1 - \bar{Z}) - \pi_f \frac{2}{C_{10}} \right) - \left(\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}} - 1 \right) \pi_c \right].$$

Рассмотрим нули функции жесткости системы, соответствующие участку квазиулевой жесткости опоры подшипников

$$(b \cdot C_{10})^{-1} \frac{dF}{dZ} = 0.$$

Введем функцию

$$y = 1 + C_{12} \cdot \pi_c + C_n \left[\frac{\bar{h}_0 (1 - \bar{Z})}{\bar{h}^3} \left(\pi_c - (1 - \bar{Z}) - \pi_f \frac{2}{C_{10}} \right) - \left(\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}} - 1 \right) \pi_c \right] = 0;$$

$$\bar{x}_1 = \left(1 + C_{12} \left(\pi_c - \frac{2}{C_{10}} \right) \bar{Z} \right) + C_n \left(\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}} - 1 \right) (1 - \bar{Z}) \left(\pi_c - \frac{2}{C_{10}} \right) - \pi_f;$$

$$\bar{x}_2 = \bar{x}_1 - \bar{Z};$$

$$\lim_{C_{20} \rightarrow \infty} \pi_c = \lim_{C_{20} \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{C_{20}} + \frac{2}{C_{10}} \right) = \frac{2}{C_{10}}; \quad C_{12} = 0; \quad \lim_{C_{20} \rightarrow \infty} \pi_f = 0,$$

слідовательно,

$$\begin{aligned} \frac{F}{b \cdot C_{10}} &= \bar{Z} + C_n \left(\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}} - 1 \right) \cdot \frac{2}{C_{10}} (1 - \bar{Z}); \\ \bar{x}_1 &= \bar{Z} + C_n \left(\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}} - 1 \right) \left((1 - \bar{Z}) \left(\frac{2}{C_{10}} - \frac{2}{C_{10}} \right) \right) = \bar{Z}; \quad \bar{x}_1 = \bar{Z}; \\ y &= 1 + 2 \frac{C_n}{C_{10}} \left[\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}} \left(\frac{(1 - \bar{Z})^2}{\bar{h}^2} - 1 \right) + 1 \right] = 0; \\ \frac{F}{b \cdot C_{10}} &= \bar{x}_1 + 1 \frac{C_n}{C_{10}} \left(\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}} - 1 \right) \cdot (1 - \bar{x}_1); \\ y &= 1 + 2 \frac{C_n}{C_{10}} \left[\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}} \left(\frac{(1 - \bar{x}_1)^2}{\bar{h}^2} - 1 \right) + 1 \right] = 0; \\ \bar{h} &= \sqrt{\bar{h}_0^2 - 2\bar{x}_1 + \bar{x}_1^2}. \end{aligned} \tag{4}$$

Проведем анализ уравнения (4).

Параллельный перенос осей декартовых координат $\bar{x}_1 = \bar{x}'_1 + 1$ дает

$$\bar{h} = \sqrt{\bar{h}_0^2 + \bar{x}'_1{}^2 - 1}; \quad y = 1 + 2 \frac{C_n}{C_{10}} \left[\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}} \left(\frac{\bar{x}'_1{}^2}{\bar{h}^2} - 1 \right) + 1 \right].$$

Тогда $y(\bar{x}'_1) = y(-\bar{x}'_1)$ функция четная, следовательно, $y(\bar{x}_1)$ симметрична относительно $\bar{x}_1 = 1$ (рис. 3).

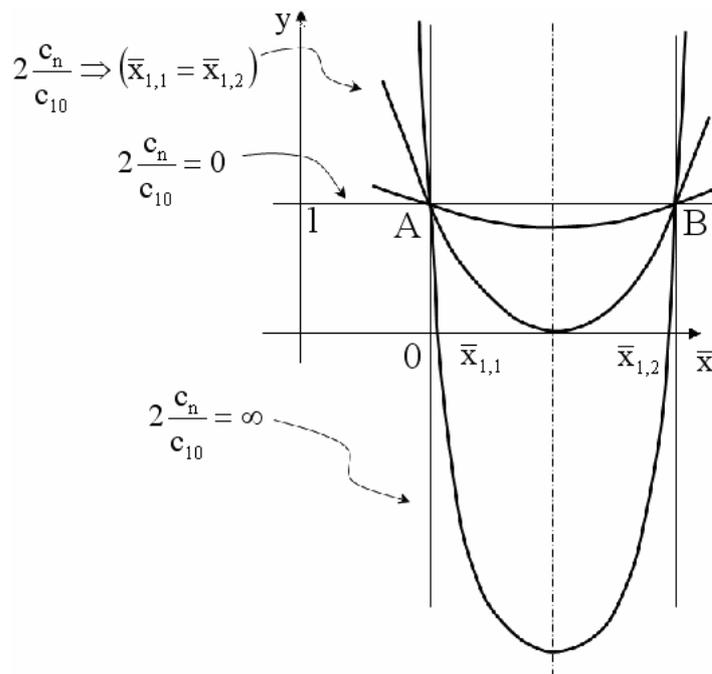


Рис. 3. График изменения функции $y(\bar{x}_1)$

$$\lim_{\bar{x}_1 \rightarrow \infty} y(\bar{x}_1) = \infty; \quad 2 \frac{C_n}{C_{10}} \Rightarrow (\bar{x}_{1,1} = \bar{x}_{1,2}); \quad 2 \frac{C_n}{C_{10}} = 0;$$

$$\lim_{\bar{x}_1 \rightarrow \infty} y(\bar{x}_1) = 1; \quad \frac{C_n}{C_{10}} \rightarrow 0; \quad \frac{C_n}{C_{10}} \rightarrow \infty.$$

Из совместного решения $y = 1$ и $y(\bar{x}_1')$ следует, что точки A и B пересечения $y(\bar{x}_1)$ и $y = 1$ не зависят от $C_n \cdot C_{10}^{-1}$ и, следовательно, существуют для всех $C_n \cdot C_{10}^{-1}$. Координаты A и B (рис. 2)

$$\bar{x}'_{A,B} = \pm \sqrt{[\bar{h}_0(\bar{h}_0^2 - 1)]^{\frac{2}{3}} - (\bar{h}_0^2 - 1)}.$$

Кратному нулю $\bar{x}_{1,1} = \bar{x}_{1,2} = 1$ соответствует область существования нулей

$$2 \frac{C_n}{C_{10}} \geq \left(\frac{\bar{h}_0}{\sqrt{\bar{h}_0^2 - 1}} - 1 \right)^{-1} \stackrel{def}{=} K_H$$

и квазиуловому участку упругой характеристике опоры (рис. 4) соответствует

$$2 \frac{C_n}{C_{10}} \geq K_{II}.$$

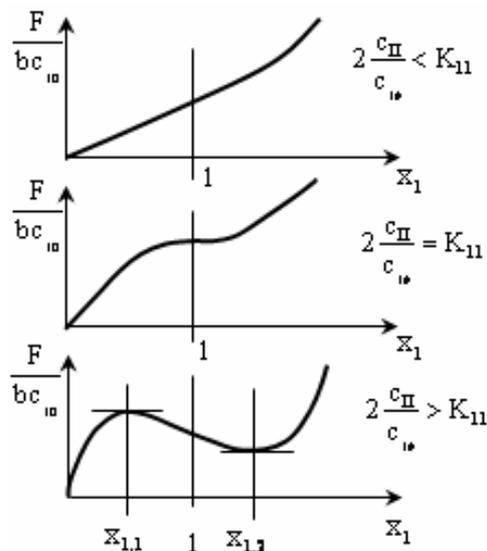


Рис. 4. Качественная зависимость упругой характеристики опоры от безразмерных координат

Из симметрии $y(\bar{x}_1)$ относительно $\bar{x}_1 = 1$ следует симметрия $\bar{x}_{1,1}$ и $\bar{x}_{1,2}$ относительно $\bar{x}_1 = 1$.

Линии равного уровня $\bar{x}_1 = \text{const}$ на плоскости $(\alpha_0, 2C_n \cdot C_{10}^{-1})$ показаны на рис. 5.

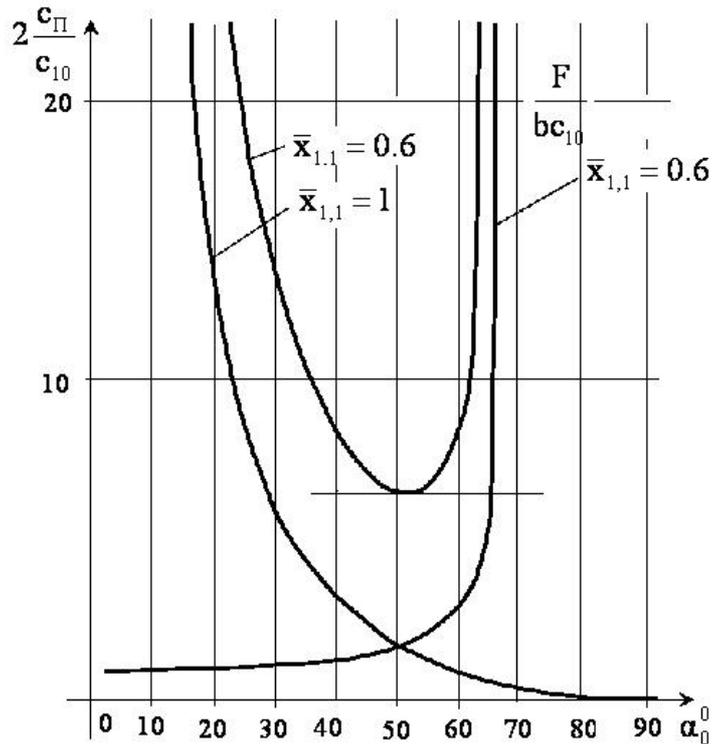


Рис. 5. Линии равного уровня на плоскости параметров упругой опоры

Полученные зависимости позволят разрабатывать опоры с управляемой квазиулевою жесткостью для подшипников высокоскоростных роторных систем, которые имеют максимально возможную статическую жесткость на нерабочих режимах и минимально возможную жесткость опоры на рабочих, что обеспечит максимально возможную динамическую жесткость и, следовательно, точность работы высокоскоростных роторных систем с сохранением требуемого ресурса.

Список литературы: 1. Гапонов, В.С. Аналитический обзор литературы по вопросам конструктивного обеспечения динамической устойчивости высокоскоростных роторных систем [Текст] / В.С. Гапонов, А.В. Гайдамака, Е.Ю. Гладышева // *Машиноведение и САПР. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов.* – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 19. – С. 39-44. 2. Патент на винахід 62934 Україна. Пасивна віброзахисна система з керованою квазінульовою жорсткістю / В.С. Гапонов, П.М. Калінін. – 2004. – Бюл. № 1. 3. Гапонов, В.С. Упругая опора подшипников ротора с управляемым изменением квазиулевою жесткости [Текст] / В.С. Гапонов, А.И. Наумов // *Вісник НТУ «ХПИ».* – 2010. – № 33. – С. 68-73.

© Гапонов В.С., Наумов А.И., Остапчук Ю.А., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.51:532.556.4

В.П. ГЕРАСИМЕНКО, д-р техн. наук; проф. НАКУ «ХАИ», Харьков;
А.С. ТКАЧУК, магистр НАКУ «ХАИ», Харьков;
А.А. ЯЦЫШИН, магистр НАКУ «ХАИ», Харьков

О ПОЛЯРАХ ПЛОСКИХ ДИФФУЗОРОВ

Рассмотрены основные режимы течения в дозвуковых плоских диффузорах. Предложено представлять характеристики диффузоров в форме поляра. Такая форма характеристики удобная для практического использования при формировании облика диффузора с оптимальными параметрами.

Розглянуто основні режими течії у дозвукових плоских дифузорах. Запропоновано подавати характеристики диффузорів у формі поляр. Така форма характеристик зручна для практичного використання у формуванні обрису дифузора з оптимальними параметрами.

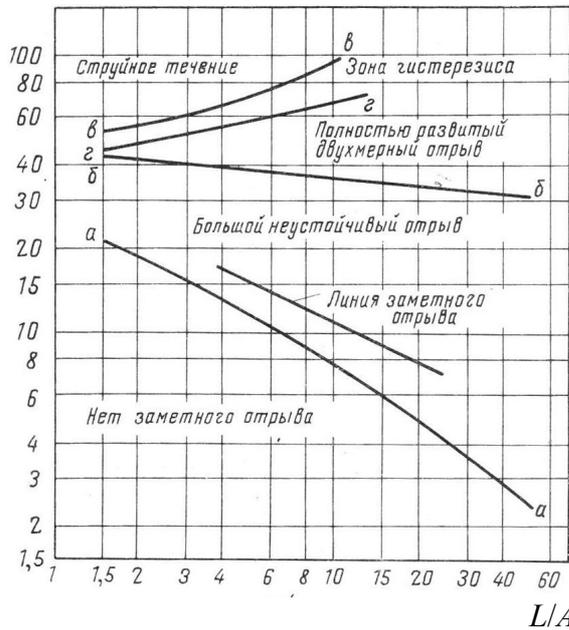
Fundamental air current regimes in subsonic straight-wall diffusers have been considered. Diffuser-polar characteristic curves are proposed. This characteristic shape is convenient for choice diffuser appearance with optimization parameters.

Диффузоры – простейшие преобразователи энергии в потоках газов, широко применяют в турбомашинах и энергетических установках [1–4]. Они должны обладать оптимальными качествами согласно их функциональному назначению в конкретных условиях применения, удовлетворяя при этом определенным требованиям-критериям оптимальности: иметь максимальное значение КПД или коэффициента повышения давления и т.п. Такие требования могут быть удовлетворены или путем специального выбора геометрических размеров под заданные условия течения, или путем выбора режима течения на характеристике диффузора с заданными геометрическими размерами. И в одном и в другом случаях указанные требования достигаются при безотрывном течении или при небольшом неустойчивом отрыве [5–7].

Развитие отрывных явлений в диффузорах имеет достаточно сложный характер в зависимости от типа диффузора: плоский прямолинейный или криволинейный, конический, кольцевой или осерадиальный и т.д. [8–12]. Картина отрыва потока даже в простейших плоских диффузорах с прямолинейными стенками имеет трехмерный характер и существенно отличается от классического отрыва внешних течений. Для внутренних течений в диффузорных каналах обнаружено четыре различные состояния по отрыву – четыре режима течения [13]: без заметного отрыва; с большим неустойчивым отрывом; с двумерным отрывом; со струйным течением. Перечисленным режимам течения соответствуют определенные области на обобщенных характеристиках плоских диффузоров (рис. 1), границы между которыми показаны примерно, ибо их положение может быть смещено малыми изменениями условий в потоке. Обобщенные характеристики плоских диффузоров (рис. 1) являются результатом подробных систематизированных расчетно-экспериментальных исследований дозвуковых диффузоров, выполненных по специальной программе в Стэндфордском университете (США) [6–11, 13]. Наряду с представленными характеристиками, где показаны области, соответствующие различным режимам течения, выделено три режима отрыва: неустойчивый отрыв; перемежающийся отрыв и начинающийся отрыв [11]. Получены также усовершенствованные корреляции отрыва [8, 13], положенные в основу определения границ срыва компрессорных ступеней [14, 15]. Практический интерес при создании диффузоров в технике представляют

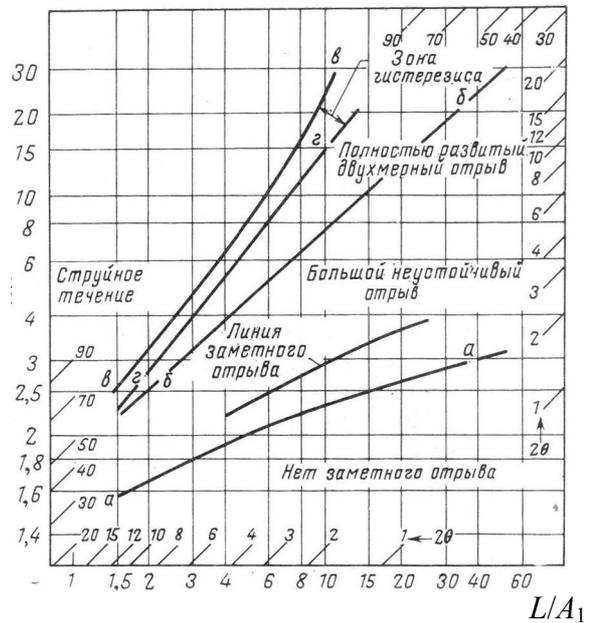
безотрывные режимы или при небольшом неустойчивом отрыве [2–7]. Поэтому определение характеристик диффузора при безотрывном течении – актуальная задача.

2θ



а)

A_2/A_1



б)

Рис. 1. Области режимов течения на характеристиках диффузоров

Целью данной статьи является разработка метода определения характеристик диффузоров с безотрывным течением. Такие характеристики удобны при использовании в форме поляр, связывающих коэффициент повышения давления $C_p = \frac{P_2 - P_1}{\rho_1 W_1^2 / 2}$ и КПД $\eta = C_p / C_{p_{ид}}$, где $C_{p_{ид}} = 1 - \frac{1}{(A_2/A_1)^2}$ – коэффициент идеального повышения давления, с заданной геометрией диффузора. Установлено [9], что максимум КПД плоских диффузоров достигается при угле раскрытия $2\theta \approx 7^\circ$, а $C_{p_{max}}$ – при несколько больших углах и наличии небольшого отрыва.

Анализ течения в плоских диффузорах позволяет достаточно наглядно описать основные закономерности их режимов работы. Безотрывные режимы течения или с неустойчивым перемежающимся отрывом [9] в простейших плоских диффузорах с прямолинейными стенками определяются, главным образом, общей геометрией диффузора с тремя безразмерными параметрами: углом раствора диффузора 2θ ; отношением площадей выхода и входа A_2/A_1 и относительной длиной L/A_1 , среди которых два из них являются независимыми, а третий – зависимый по формуле:

$$\frac{A_2}{A_1} - 1 = 2 \left(\frac{L}{A_1} \right) \operatorname{tg} \theta. \quad (1)$$

Наличие двух независимых переменных для плоских диффузоров, в пространстве которых удобно представлять их характеристики по режимам течения (рис. 1), определяется физической природой развития течения с возникновением отрывных явлений в пристенных пограничных слоях. А именно: нарастание пограничного слоя и его отрыв может происходить как за счет роста градиента давления при увеличении угла раскрытия диффузора, так и за счет утолщения

пограничного слоя на стенке при увеличении длины. В практической ситуации оба эффекта проявляются одновременно. В связи с этим при пояснении причин и механизмов основных гидравлических потерь в таких диффузорах обычно называют [2, 3]: потери, обусловленные расширением канала – диффузорностью; потери на трение об ограничивающие стенки, а также потери с выходной скоростью из диффузора. Дополнительным источником потерь, кроме названных, может быть загромождение проходного сечения на входе в диффузор пограничным слоем в виде параметра [9] $2\delta_1^*/A_1$, где δ_1^* – толщина вытеснения пограничного слоя на боковой стенке на входе в диффузор. При сравнительно тонком пограничном слое на входе $2\delta_1^*/A_1 \leq 0,012$ таким загромождением можно пренебречь, что соответствует условию не смыкания пограничных слоев на противоположных стенках и существованию однородного одномерного потенциального ядра основного потока вне пограничного слоя, оказывающего влияние на этот слой на стенках. Предположение о существовании равномерного потенциального ядра используют [5–9] при разработке методов расчета характеристик диффузоров, построенных на двухслойном подходе модели Л. Прандтля о вязко-невязкостном взаимодействии. Когда ядро потока рассматривают как течение идеальной жидкости без проявления вязкости, а течение в пограничных слоях на ограничивающих стенках учитывают с помощью интегральных параметров пограничного слоя на основе закона сохранения импульсов. Уравнение, связывающее местную скорость в одномерном ядре потока и толщину вытеснения пограничного слоя на стенке с заданными условиями на входе, получают для установившегося течения в виде уравнения сохранения суммарного массового расхода через любое поперечное сечение диффузора [13]. Такой подход, в общем, обеспечивает удовлетворительную точность расчета характеристик плоских диффузоров [9]. Однако применение его для расчета характеристик конических и осерадиальных кольцевых диффузоров не представляется возможным из-за отсутствия интегральных соотношений трехмерного пограничного слоя. Вместе с тем, даже для плоских диффузоров теория пограничного слоя, позволяющая определять касательные напряжения на поверхности стенок, справедлива только для безотрывного течения, поэтому существуют трудности в расчете сопротивления движению при отрыве потока. Более того, для турбулентных течений при больших автомодельных числах Re , строго говоря, уравнения Навье-Стокса не представляют собой замкнутую систему, а поэтому требуются дополнительные предположения [4], основанные часто на квалификации исследователя или эксперимента. В этой связи целесообразен поиск путей упрощенного описания характеристик диффузоров с достаточной точностью для выбора оптимальных геометрических размеров.

Двухзонный подход в расчете характеристик плоских диффузоров оказывается приемлемым при толстых турбулентных пограничных слоях на противоположных стенках диффузора, так как турбулентные профили скорости выравниваются на внешней границе пограничного слоя и потери полного давления вдоль этой границы обычно незначительны. С другой стороны при толстых пограничных слоях на входе в диффузор параметр $2\delta_1^*/A_1$ может быть рассмотрен как дополнительная переменная [5, 13]. Подобная ситуация имеет практическое значение в случае расположения диффузора за длинным трубопроводом или иным устройством, а также для кольцевых диффузоров в системе турбомашин. Для однозначности описания режимов течения необходимо соблюдать также критерии гидродинамического подобия [5] по числам Рейнольдса и Маха или исключать их влияние в области автомодельности. Числа

Рейнольдса должны находиться в диапазоне $Re = W_1 A_1 / \nu > 6 \cdot 10^3$, а числа Маха для несжимаемой жидкости должны соответствовать дозвуковому течению, что при $M_{W1} < 0,7 \dots 0,8$ с учетом уменьшения его вдоль диффузора практически не оказывает влияния на режим течения [5].

Таким образом, при соблюдении гидродинамического подобия и условий на входе характеристики простейших плоских безотрывных диффузоров однозначно определяется их геометрическими параметрами: 2θ , A_2/A_1 , L/A_1 . Подтверждением данного утверждения являются результаты расчетов характеристик плоских безотрывных диффузоров по двухзонной модели потока, состоящего из ядра невязкой жидкости и пограничных слоев на ограничивающих стенках диффузора [13]. Удовлетворительное совпадение результатов расчета с экспериментальными данными свидетельствует об однозначном соответствии изменения параметров в невязком ядре жидкости в диффузоре с заданными геометрическими параметрами 2θ , A_2/A_1 , L/A_1 согласно уравнениям Бернулли и массового расхода, а также формированию турбулентного пограничного слоя на боковых стенках диффузора с соответствующими его интегральными характеристиками на основе законов сохранения импульсов и массы. Следовательно определенным геометрическим параметрам плоского дозвукового безотрывного диффузора должны соответствовать аэродинамические параметры: C_p и η диффузора. Наличие такого соответствия свидетельствует о возможности представления характеристики диффузора в форме поляры – связи C_p , КПД или потерь с геометрическими параметрами. Поляра диффузора позволяет выбирать оптимальные его геометрические параметры на стадии формирования облика при проектировании или согласовании характеристик с другими примыкающими к нему элементами конструкции, т.е. решать обратную аэродинамическую задачу в отличии от решения прямой задачи, для которой требуются трудоемкие вычислительные комплексы [4], или приходится решать задачу о вязко-невязком взаимодействии.

Связь коэффициента повышения давления C_p с КПД диффузора $\eta = C_p/C_{p_{ид}}$ или коэффициентом потерь полного давления $\xi = \frac{P_1^* - P_2^2}{\rho_1 W_1^2 / 2}$ вытекает из уравнения

Бернулли:

$$C_p = 1 - \frac{W_2^2}{W_1^2} - \xi, \quad (2)$$

где, согласно уравнению расхода для несжимаемой жидкости, первые два слагаемых правой части представляют собой $C_{p_{ид}}$ – идеальный коэффициент повышения давления

$$C_{p_{ид}} = 1 - \frac{W_2^2}{W_1^2} = 1 - \frac{1}{(A_2/A_1)^2}, \quad (3)$$

откуда

$$\xi = (1 - \eta) C_{p_{ид}}. \quad (4)$$

Зависимости коэффициентов C_p и η от геометрических параметров диффузоров достаточно наглядно представлены на рис. 2, где правая нижняя часть рисунков соответствует безотрывным режимам течения при небольших углах раствора диффузоров $2\theta < 8^\circ$. Из рис. 2а видно, что в этой части линии $C_p = \text{const}$ изображаются примерно горизонталями $A_2/A_1 = \text{const}$ согласно соотношению (3). С ростом A_2/A_1 и угла 2θ увеличение C_p происходит вплоть до линии $C_{p_{max}}$, которая достигается примерно

при значенні угла раствора диффузора $2\theta \approx 8^\circ$. Дальнейший рост угла раствора диффузора приводит к понижению C_p вследствие развития отрыва потока. Аналогичные изменения наблюдаются и с значениями КПД на рис. 2б при росте угла раствора диффузора, соответствующему перемещению по диагонали рис. 2б из правого нижнего угла в направлении к левому верхнему углу, где в начале наблюдается рост КПД, а после достижения η_{\max} при угле $2\theta \approx 7^\circ$ – понижение. Таким образом, из рис. 2а, б видно, что направление роста угла раствора 2θ соответствует градиентам коэффициентов повышения давления и КПД.

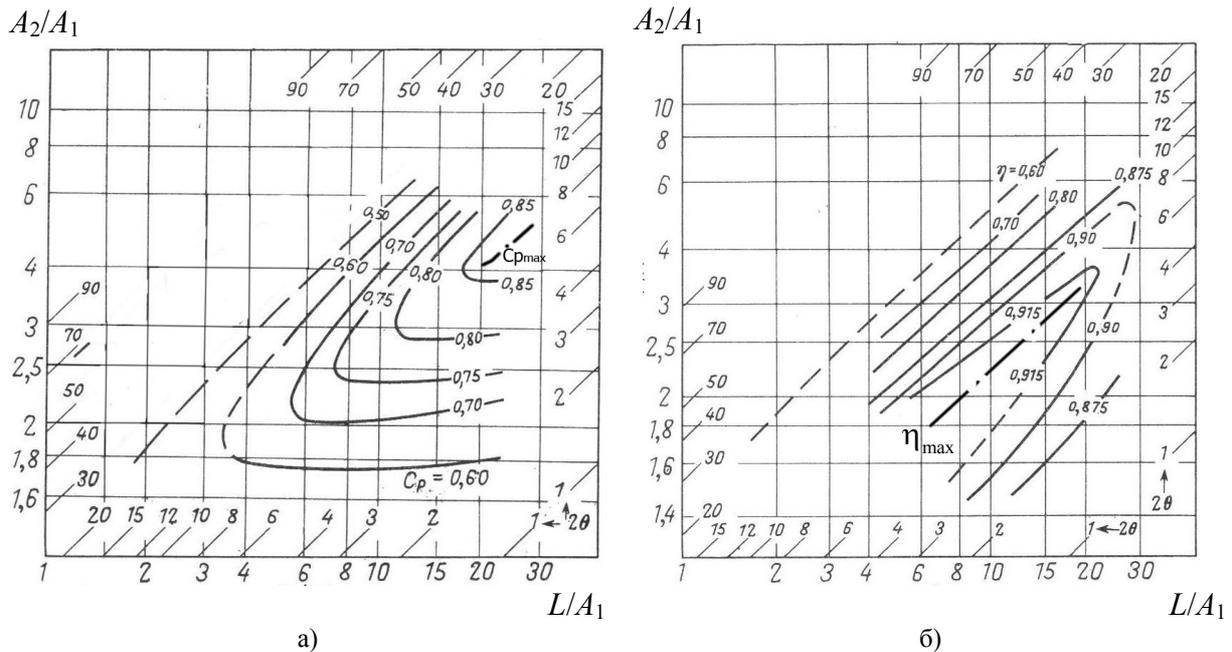


Рис. 2. Топограммы коэффициента повышения давления (а) и коэффициента полезного действия (б) плоских дозвуковых диффузоров

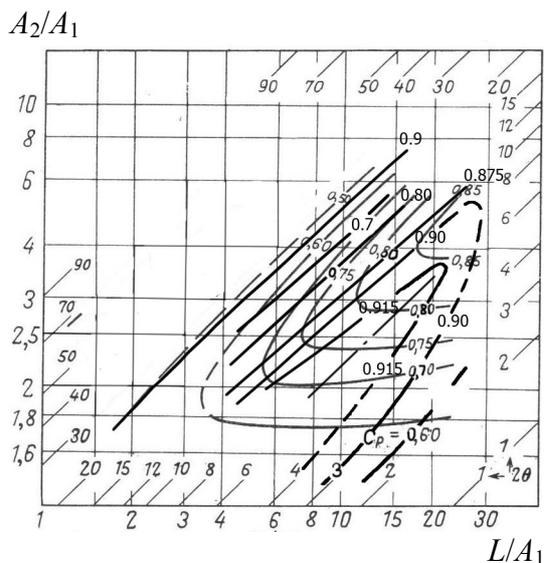


Рис. 3. Поляра диффузоров

Совмещение этих двух рисунков путем их наложения друг на друга позволяет установить связь коэффициентов C_p и η в пространстве геометрических параметров: 2θ , A_2/A_1 , L/A_1 , что соответствует поляре диффузора (рис. 3). Ввиду того, что линия, соответствующая максимальному КПД на рис. 2б, достигается при угле раствора диффузора $2\theta \approx 7^\circ$, то нанесение данной линии на рис. 2а позволяет определить геометрические размеры диффузора 2θ , A_2/A_1 , L/A_1 и коэффициент повышения давления C_p при η_{\max} . Аналогично поляра диффузоров (см. рис. 3) позволяет определить сочетание геометрических параметров плоского диффузора с необходимыми значениями коэффициента повышения давления C_p и

КПД. Такая информация важна на стадии проектирования диффузора при формировании его облика. Следует также отметить, что изолинии КПД, представленные на рис. 2б, могут быть получены с помощью рис. 2а, если иметь ввиду

связи параметров C_p , η , A_2/A_1 : $\eta = \frac{C_p}{1 - \frac{1}{(A_2/A_1)^2}}$, где отношение площадей (A_2/A_1),

записанное в знаменателе правой части формулы, представляет собой ось ординат на графике рис. 2а. А поэтому пересечение линий $C_p = \text{const}$ и $\eta = \text{const}$ на рис. 3 происходит по горизонталям, т.е. при $A_2/A_1 = \text{const}$. Таким образом, изложен графо-аналитический метод построения плоских диффузоров на основе поляр.

Список литературы: 1. Greitzer, E.M. Coupled compressor diffuser flow in stability [Text] / E.M. Greitzer // Journal of aircraft. – 1977. – Vol. 14, № 3. – P. 233-238. 2. Герасименко, В.П. Параметрический анализ характеристик кольцевого диффузора [Текст] / В.П. Герасименко, Е.В. Осипов // Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. – Х.: ХАИ. – 2008. – № 6(53). – С. 84-89. 3. Юдин, А.Ю. Исследование осесимметричных диффузоров выхлопных патрубков турбомашин со специальным вдувом потока [Текст] / А.Ю. Юдин // Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. – Х.: ХАИ. – 2011. – № 3(80). – С. 80-84. 4. Русанов, А.В. Аэродинамическое совершенствование проточной части турбины ГТД на основе расчетов трехмерного вязкого течения. Часть 2. Переходной диффузор и ступень силовой турбины [Текст] / А.В. Русанов, С.В. Ершов, Б.В. Исаков [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. – Х.: ХАИ. – 2004. – № 8(16). – С. 46-50. 5. Биндер. Разработка и применение метода расчета рабочей характеристики прямолинейных прямоугольных диффузоров [Текст] / Биндер, Аль-Модафар // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Энергетические машины и установки. – 1983. – № 1. – С. 84-88. 6. Строн. Метод расчета плоских и осесимметричных диффузоров, основанный на определении запаса по отрыву [Текст] / Строн, Клайн // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1983. – № 1. – С. 115-121. 7. Гоуз. Расчет максимального восстановления давления в плоских диффузорах [Текст] / Гоуз, Клайн // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1978. – № 4. – С. 130-138. 8. Бардина. Метод расчета течения в плоских диффузорах [Текст] / Бардина, Лирно, Клайн, Ферзигер, Джонстон // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1981. – № 2. – С. 260-267. 9. Рено. Характеристики и расчет плоских диффузоров с прямолинейной осью [Текст] / Рено, Джонстон, Клайн // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1967. – № 1. – С. 160-172. 10. Фокс. Режимы течения в криволинейных дозвуковых диффузорах [Текст] / Фокс, Клайн // Техническая механика. – 1962. – № 3. – С. 3-11. 11. Энджаи. Неустойчивый отрыв потока и максимальное восстановление давления в двумерных диффузорах с прямолинейными стенками [Текст] / Энджаи, Джонстон // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1980. – № 3. – С. 97-104. 12. Лохманн. Закрученное течение в кольцевых диффузорах с коническими стенками [Текст] / Лохманн, Марковски, Брукман // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1979. – № 2. – С. 143-149. 13. Рено. Метод определения характеристик плоских безотрывных диффузоров [Текст] / Рено, Джонстон // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1967. – № 3. – С. 216-230. 14. Zika, V.J. Correlation and prediction of rotating stall inception by divergence method [Text] / V.J. Zika // Trans. ASME. Journal of Fluid Engineering. – 1985. – Vol. 107, N 2. – P. 191-196. 15. Титенский, В.И. Обобщение опытных данных о границе помпажа ступени осевого компрессора [Текст] / В.И. Титенский // Труды ЦКТИ. – 1970. – Вып. 102. – С. 76-85.

© Герасименко В.П., Ткачук А.С., Яцышин А.А., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 519.6

В.Н. ФЕНЧЕНКО, канд. физ.-мат. наук; с.н.с. Физико-технического института низких температур им. Б.И. Веркина НАН Украины, Харьков;
О.В. КРАВЧЕНКО, канд. техн. наук; с.н.с. Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков;
В.И. МОМОТ, ведущий инженер Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕЧЕНИЙ ДИСПЕРСНЫХ СИСТЕМ С ВЯЗКОЙ ДИСПЕРСИОННОЙ СРЕДОЙ И ТВЕРДОЙ, СИЛЬНО НЕОДНОРОДНОЙ ДИСПЕРСНОЙ ФАЗОЙ, НЕСУЩЕЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ЗАРЯД

Предложен метод численного решения системы уравнений Навье-Стокса-Пуассона-Фоккера-Планка, описывающей нестационарные течения дисперсной системы с вязкой дисперсионной средой и твердой сильно неоднородной дисперсной фазой, несущей электрический заряд под действием гравитационного и электростатического полей.

Запропоновано метод чисельного розв'язку системи рівнянь Навье-Стокса-Пуассона-Фоккера-Планка, що описує нестационарні течії дисперсної системи з в'язким дисперсійним середовищем і твердою дуже неоднорідною дисперсною фазою, яка несе електричний заряд під дією гравітаційного і електростатичного полів.

The method for the numerical solution of the Navier-Stokes-Poisson-Fokker-Planck equations describing the unsteady flow of a dispersed system with a viscous dispersion medium and a solid with strongly inhomogeneous dispersed phase, which carries an electrical charge under the influence of gravitational and electrostatic fields is proposed.

Введение. Во многих технологических процессах, в частности, при производстве и классификации порошковых материалов самого различного назначения (машиностроение, фармацевтика, медицина, химия наноматериалов и т.п.), при производстве композиционных топлив, лакокрасочных покрытий, наполненных полимеров, смазочных материалов с твердыми присадками, все большее значение приобретает учет особенностей течения дисперсных систем с вязкой дисперсионной средой и твердой сильно неоднородной дисперсной фазой, несущей электрический заряд [1, 2].

Когда твердые частицы имеют близкие размеры, их движение может быть описано в рамках так называемой «двухфазной модели». Однако, эта модель не применима для сильно неоднородных дисперсных систем, образованных частицами, имеющими значительный разброс по размерам. Так как в этом случае скорости движения разных по размеру частиц могут сильно различаться, то для описания их движения необходимо использовать функцию распределения, характеризующую среднее количество частиц с определенным разбросом по размерам и скоростям в элементе пространства. Таким образом, в отличие от классической системы уравнений Навье-Стокса, система уравнений, описывающая нестационарное течение вязкой сильно неоднородной дисперсной системы, содержит дополнительный интегральный член в уравнении движения, учитывающий влияние частиц на движение несущей дисперсионной среды, а для расчета функции распределения частиц используется уравнение Фоккера-Планка. Кроме того, для электрически заряженных частиц система

уравнений должна быть дополнена еще и уравнением Пуассона для потенциала поля [3–5].

В [6] предложен метод численного решения начально-краевой задачи, описывающей нестационарные течения электрически нейтральной дисперсной системы, основанный на схеме расщепления по физическим факторам для уравнения движения жидкой дисперсионной среды и использовании метода статистического моделирования при решении уравнения Фоккера-Планка для функции распределения. В данной работе этот метод распространен на случай, когда частицы дисперсной фазы несут электрический заряд и, следовательно, появляются дополнительные Кулоновские силы взаимодействия частиц между собой.

Вопросы глобальной разрешимости подобных начально-краевых задач рассматривались, в частности, в [5, 7, 8].

1 Уравнения, граничные и начальные условия. Исходная система уравнений, описывающих нестационарные движения дисперсной системы с вязкой несжимаемой дисперсионной средой и твердой дисперсной фазой (мелкими твердыми частицами) в области $\bar{x} \in \Omega$, имеет вид [3]

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + (\bar{u}, \nabla_x) \bar{u} - \nu \Delta \bar{u} + 6\pi\nu \int \int_{r, w} r(\bar{u}(\bar{x}, t) - \bar{w}) f(\bar{x}, \bar{w}, r, t) dw dr + \frac{\nabla_x p}{\rho_f} &= g; \\ \operatorname{div} \bar{u} &= 0; \\ \Delta \varphi &= -q \int \int_{r, w} r f(\bar{x}, \bar{w}, r, t) dw dr; \\ \frac{\partial f}{\partial t} + (\bar{w}, \nabla_x) f + \left(\nabla_w, \left[\frac{9\nu}{2r^2} [\bar{u}(\bar{x}, t) - \bar{w}] - \frac{3}{4\pi\rho_p r^2} \nabla_x \varphi + \bar{g} \right] f \right) &= D \Delta_w f, \end{aligned}$$

где ν – кинематическая вязкость дисперсионной среды; ρ_f – ее плотность; $\bar{u} = \bar{u}(\bar{x}, t)$ – поле скоростей; $p = p(\bar{x}, t)$ – поле давления; ρ_p – плотность частиц твердой дисперсной фазы; q – объемная плотность заряда частиц; \bar{g} – внешняя массовая сила, действующая на единицу объема; $\varphi = \varphi(\bar{x}, t)$ – потенциал электрического поля частиц; D – коэффициент диффузии, а $f = f(\bar{x}, \bar{w}, r, t)$ – функция распределения частиц дисперсной фазы в пространстве по скоростям и радиусам.

На участке, где дисперсная система поступает в расчетную область, задаем поле скоростей среды, объемную плотность частиц в потоке, их заряд и функцию распределения по радиусам, полагая, что скорости частиц на входе соответствуют скорости потока, а там, где она покидает расчетную область, ставим условие свободного вытекания, на твердой стенке – условия не протекания и прилипания, а на свободной границе – условие не протекания и скольжения.

Для функции распределения ставим условия поглощения частиц границей, зеркального или диффузного отражения.

Для потенциала электрического поля задаем условия убывания на бесконечности и условие Дирихле на проводящей части границы расчетной области.

В начальный момент задаем распределение скорости, удовлетворяющее уравнению неразрывности и граничным условиям, а также начальное значение функции распределения, удовлетворяющее граничным условиям.

2 Численная реализация. Для дискретизации уравнений движения дисперсионной среды используем метод конечных разностей на прямоугольной сетке с шахматным расположением узлов (сетка *MAC*-типа) – давление вычисляем в центрах ячеек, а составляющие скорости на их гранях. При этом строим разностную сетку так, чтобы граница расчетной области проходила через точки, в которых вычисляется нормальная составляющая скорости, а для задания узловых значений касательной составляющей скорости используем линейную интерполяцию [9]. В центрах ячеек вычисляем также и потенциал электрического поля. На разнесенной сетке поле скоростей и давления аппроксимируется со вторым порядком точности с использованием значений составляющих скорости и значений давления в соседних точках. Такая сетка, как замечено в [10], позволяет связать значения скорости и давления в соседних узлах и избежать появления осцилляций в решении, которые возникают при использовании центральных разностей на неразнесенной сетке.

Для интегрирования по времени уравнений движения жидкой дисперсионной среды используем схему типа «предиктор-корректор». На первом этапе считаем, что перенос количества движения в жидкости осуществляется за счет конвекции, диффузии, а также увлечения жидкости движущимися частицами твердой дисперсной фазы и определим промежуточное поле скоростей \tilde{u}

$$\frac{\tilde{u} - \bar{u}^{(n)}}{\Delta t} + (\bar{u}^{(n)}, \nabla_x) \bar{u}^{(n)} - \nu \Delta \bar{u}^{(n)} + 6\pi\nu \int \int_{r, w} r (\bar{u}^{(n)} - \bar{w}) f^{(n)} dw dr = \bar{g},$$

которое сохраняет во внутренних точках вихревые характеристики, но не удовлетворяет условию неразрывности. Будем использовать явную схему Адамса-Башфорта второго порядка точности. Хотя эта схема имеет нестандартное начало счета и определенные сложности при необходимости изменить шаг в процессе счета, но обладает лучшей устойчивостью по сравнению, например, с методами Рунге-Кутты и, что важно, отличается меньшей трудоемкостью вычислений [11, 12].

Дискретизация уравнения изменения количества движения дисперсионной среды проводим так, чтобы разностные операторы наследовали основные свойства исходных дифференциальных операторов. Для обеспечения свойства транспортности и консервативности при дискретизации конвективных членов используем схему с разностями против потока, направление которого определяется средними значениями скоростей на границах ячейки [10, 11]. Для дискретизации диффузных потоков используем обычную схему с центральными разностями [10], а интегральный член в уравнении движения, учитывающий влияние частиц на жидкость, заменим соответствующей интегральной суммой.

Далее предполагаем, что перенос количества движения осуществляется за счет градиента давления, и определяем новое поле скоростей дисперсионной среды $\bar{u}^{(n+1)}$

$$\frac{\bar{u}^{(n+1)} - \tilde{u}}{\Delta t} = -\frac{\nabla \tilde{p}}{\rho_f}.$$

Так как вектор скорости $\bar{u}^{(n+1)}$ должен быть соленоидальным, то из уравнения изменения количества движения для давления получим уравнение Пуассона

$$\Delta \tilde{p} = \rho_f \frac{\nabla \tilde{u}}{\Delta t}.$$

Однако граничные условия для давления отсутствуют в физической постановке задачи, поэтому для их задания используем уравнение изменения количества движения в проекции на нормаль к границе расчетной области [9].

Для дискретизации оператора Лапласа используем обычные схемы с центральными разностями, а решение проводим итерационным методом последовательной верхней релаксации. При этом нужно, иметь в виду, что для сходимости итераций градиентные условия должны быть непосредственно подставлены в разностную схему при расчете внутренних точек, смежных с граничными [10]. И, разумеется, необходимо согласование градиента давления на границе с источником членом в уравнении Пуассона, т.е.

$$\int_{\partial\Omega} \frac{\partial p}{\partial n} ds = \int_{\Omega} \Delta p d\omega = \frac{\rho_f}{\Delta t} \int_{\Omega} \nabla \tilde{u} d\omega,$$

так как невыполнение этого условия (из-за ошибок аппроксимации) приводит к расходимости или к сильному замедлению сходимости итераций [10].

Потенциал электрического поля, создаваемого частицами дисперсной фазы, определяем из уравнения Пуассона

$$\Delta \varphi^{(n+1)} = -q \int \int_{r, w} r f^{(n)} dw dr.$$

Для дискретизации оператора Лапласа используем обычную схему с центральными разностями, а интеграл в правой части заменяем соответствующей интегральной суммой. Так как источники зарядов сосредоточены в ограниченной области Ω , то находить решение во всем пространстве нет необходимости. Это позволяет заменить исходную задачу задачей во вспомогательной области, содержащей Ω , на границе которой поставлены искусственные граничные условия, выбираемые так, чтобы решение задачи в области Ω было близко к решению исходной задачи.

Уравнение Фоккера-Планка описывает эволюцию во времени плотности распределения в фазовом пространстве частиц твердой дисперсной фазы в вязкой дисперсионной среде (объемная плотность частиц при этом предполагается незначительной, так что их столкновениями можно пренебречь). Для его решения формируем в соответствии с начальным значением функции распределения ансамбль модельных частиц, имеющих индивидуальные радиусы, координаты и скорости (выбор числа модельных частиц зависит от решаемой задачи и должен быть достаточным для расчета значений функции распределения с допустимой погрешностью). Эти частицы перемещаются в соответствии со своими скоростями и действующими на них силами

$$\frac{\bar{x}_s^{(n+1)} - \bar{x}_s^{(n)}}{\Delta t} = \bar{w}_s^{(n)};$$

$$\frac{\bar{w}_{s,i}^{(n+1)} - \bar{w}_{s,i}^{(n)}}{\Delta t} = \frac{3}{4\pi\rho_p r_{s,i}^2} \left\{ 6\pi\nu [\bar{u}^{(n+1)}(\bar{x}_{s,i}^{(n)}) - \bar{w}_{s,i}^{(n)}] - \nabla_x \varphi^{(n+1)}(\bar{x}_{s,i}^{(n)}) \right\} + \bar{g} + \bar{\xi}_i,$$

где $r_{s,i}$ – радиус i -ой частицы ($i = 1, 2, \dots, N_s$); $\bar{x}_{s,i}$ – ее координаты; $\bar{w}_{s,i}$ – скорости; $\bar{\xi}_i$ – N_s независимых винеровских процессов ($\sigma = \sqrt{2D \cdot \Delta t}$).

Если частица достигла границы расчетной области, то в зависимости от граничного условия, она должна быть исключена из дальнейшего рассмотрения или продолжить движение после зеркального или диффузного отражения. При этом если частицы не вносятся потоком в расчетную область, то, естественно, их количество в расчетной области со временем будет уменьшаться. Однако ситуация меняется, если поток вносит частицы в расчетную область. Для моделирования этого процесса необходимо по мере того, как те или иные модельные частицы покидают соответствующие приграничные ячейки сетки, вводить в рассмотрение новые частицы. Их количество в расчетной области при этом может, со временем недопустимо возрасти, тогда из рассмотрения приходится исключать частицы, переместившиеся в потоке на наибольшее расстояние (из-за чего некоторая часть расчетной области может остаться без рассмотрения).

Для вычисления функции распределения разбиваем фазовое пространство на ячейки. Это не представляет сложности, так как после проведения расчетов диапазон скоростей частиц известен, а дискретизация пространства координат уже задана. Заметим, что в большинстве случаев интерес представляет только плотность распределения частиц, радиусы которых лежат в заданном диапазоне, в той или иной зоне расчетной области. Значения сеточной аппроксимации этой функции распределения определяются как отношение числа модельных частиц, находящихся в соответствующей ячейке расчетной области (т.е. учитываются частицы с любыми скоростями), к суммарному числу модельных частиц.

3 Вычислительный эксперимент. В [6] рассмотрена задача о течении вязкой несжимаемой жидкости, содержащей множество, оседающих под действием силы тяжести разнородных частиц, в канале с уступом (аналогичная задача для чистой жидкости относится к классическим [13]). Наличие уступа, как известно, приводит к возникновению за ним зоны вихревого движения жидкости. На рис. 1 показаны рассчитанные в [6] типичные линии тока чистой жидкости в канале с уступом при $Re \approx 1$. Оседающие частицы, увлекают жидкость, что изменяет картину линий тока – они «прижимаются» ко дну канала и зона вихревого движения уменьшается. На рис. 2 показаны типичные линии тока суспензии металлической пыли с частицами диаметрами 0,1–1 мм в вязком масле при объемной концентрации частиц на входе в канал 10 %.

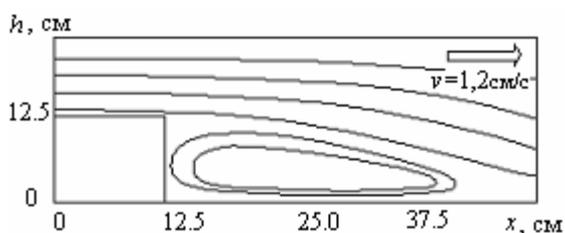


Рис. 1. Линии тока чистой жидкости

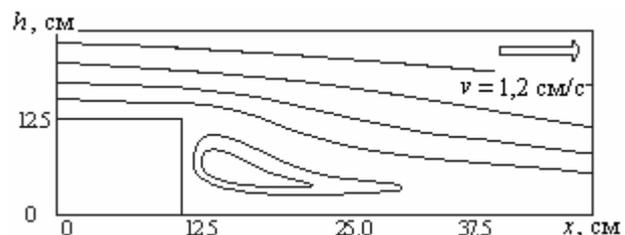


Рис. 2. Линии тока жидкости, несущей частицы

Таким образом, наличие уступа может существенно изменить распределение выпавших на дно частиц по длине канала – за уступом возникает «тень», где на дне осевших частиц, особенно крупных, будет немного. С другой стороны, вихревое

движение жидкости за уступом приведет к тому, что легкие частицы будут увлекаться противотоком и перемещаться к краю уступа, а более крупные в той или иной мере теряют горизонтальную составляющую скорости и оседают почти вертикально (на рис. 3, 4 показаны типичные траектории оседания крупных и мелких частиц).

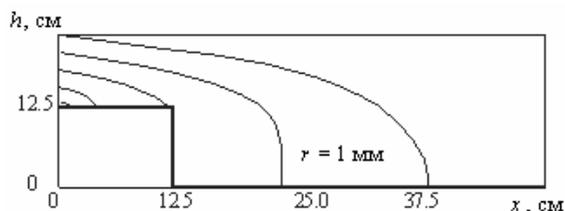


Рис. 3. Траектории оседания крупных частиц

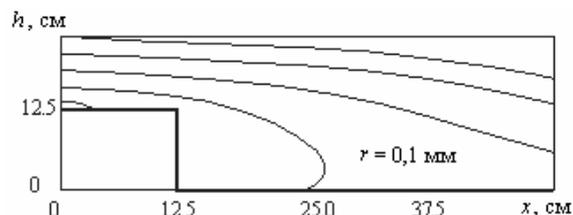


Рис. 4. Траектории оседания мелких частиц

Если частицы несут электрический заряд, то на них дополнительно действуют Кулоновские силы, частицы отталкиваются друг от друга и область их оседания расширяется – крупных в меньшей мере, мелких в значительно большей. При этом сразу после уступа крупные частицы, опускающиеся быстрее под действием силы тяжести, оказываются ниже мелких и из-за наличия электрических сил, отталкивающих частицы друг от друга, оседание мелких частиц замедляется. Это приводит к дополнительному сносу мелких частиц вдоль канала и соответствующему смещению области их оседания рис. 5, 6.

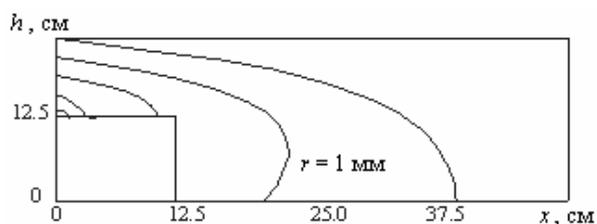


Рис. 5. Траектории оседания крупных заряженных частиц

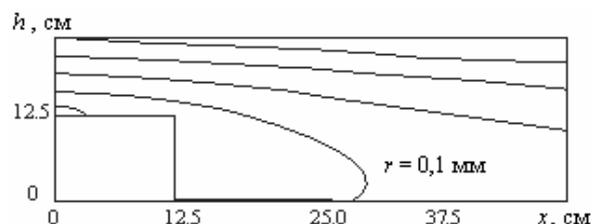


Рис. 6. Траектории оседания мелких заряженных частиц

Заметим, что, приведенные выше описания моделируемых процессов носят чисто качественный, иллюстративный характер – их реальное протекание существенно зависит от диаметров частиц, их масс, концентрации в потоке, скорости и вязкости среды и т.п.

Заключение. Предложен метод численного решения системы уравнений Навье-Стокса-Пуассона-Фоккера-Планка, описывающей нестационарное течение дисперсной системы с вязкой дисперсионной средой и твердой сильно неоднородной дисперсной фазой, несущей электрический заряд под действием гравитационного и электростатического полей. Метод основан на схеме расщепления по физическим факторам и использовании конечных разностей на прямоугольной сетке с шахматным расположением узлов для дискретизации уравнений Навье-Стокса и моделировании процесса движения частиц методом Монте-Карло.

Выполнено моделирование процесса оседания сильно разнородных заряженных частиц, вносимых потоком вязкой жидкости в канал с уступом. Полученные результаты позволяют количественно описать известные, наблюдаемые в экспериментах, эффекты, подтверждают работоспособность алгоритма и дают основание рассчитывать на

моделирование достаточно сложных технологических процессов, в частности, процесса электроклассификации нанодисперсных частиц.

Список литературы: 1. Криогенная технология производства ультрадисперсных композиционных добавок к смазочным материалам [Текст] / О.В. Кравченко, И.Г. Суворова, В.И. Момот, Д.А. Велигоцкий // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Современные технологии в газотурбостроении. – 2010. – Ч. I, 3/2 (45). – С. 55-59. 2. *Кравченко, О.В.* Энергетические и экологические аспекты использования фенольных сточных вод в качестве водоугольных топлив [Текст] / О.В. Кравченко, Е.Ю. Андриенко // Экология и промышленность. – 2011. – № 3. – С. 67-71. 3. *Caflisch, R.* Dynamic theory of suspensions with Brownian effects [Text] / R. Caflisch, G.C. Papanicolau // SIAM J. Appl. Math. – 1983. – 43 (4). – P. 885-906. 4. *Williams, F.A.* Combustion Theory: The Fundamental Theory of Chemically Reacting Flow Systems – 2nd ed. [Text] / F.A. Williams. – Menlo Park, CA: Benjamin / Cummings Publishing, 1985. – 699 p. 5. *Анощенко, О.* Глобальные слабые решения системы Навье-Стокса-Власова-Пуассона [Текст] / О. Анощенко, Е. Хруслов, Х. Стефан // Журн. матем. физ., анал., геом. – 2010. – С. 143-182. 6. *Фенченко, В.Н.* Моделирование нестационарных течений взвеси мелких твердых частиц в вязкой несжимаемой жидкости [Текст] / В.Н. Фенченко // Фізико-математичне моделювання та інформаційні технології. – 2010. – Вип. 11. – С. 189-199. 7. *Hamdache, K.* Global Existence and Large Time Behaviour for the Vlasov-Stokes Equations [Text] / K. Hamdache // Japan J. Indust. Appl. Math., 15. – 1998. – P. 51-74. 8. *Anoschenko, O.* Global existence of a generalized solution of a system of equations of motion of a suspension [Text] / O. Anoschenko // Dynamical systems and complex analysis. – Kiev. – 1992. – С. 112-119. 9. *Волков, К.Н.* Реализация схемы расщепления на разнесенной сетке для расчета нестационарных течений вязкой несжимаемой жидкости [Текст] / К.Н. Волков // Вычислительные методы и программирование. – 2005. – Т. 6. – С. 269-281. 10. *Роуч, А.* Вычислительная гидродинамика [Текст] / А. Роуч. – М.: Мир. – 1980. – 616 с. 11. *Андерсон, Д.* Вычислительная гидродинамика и теплообмен. Т. 2. [Текст] / Д. Андерсон. – М.: Мир, 1990. – 392 с. 12. *Ортега, Дж.* Введение в численные методы решения дифференциальных уравнений [Текст] / Дж. Ортега, У. Пул. – М.: Наука. – 1986. – 288 с. 13. *Лаврентьев, М.А.* Проблемы гидродинамики и их математические модели [Текст] / М.А. Лаврентьев, Б.В. Шабат. – М.: Наука, 1977. – 407 с.

© Фенченко В.Н., Кравченко О.В., Момот В.И., 2012
Поступила в редколлегию 23.02.12

УДК 658.264

А.И. ГРУНЬ, директор ЧП «ЕСО POWER», Одесса;
С.Ю. ЮРКОВСКИЙ, главный инженер ЧП «ЕСО POWER», Одесса;
А.А. КЛИМЧУК, канд. техн. наук; доц. Одесского национального
политехнического университета

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОЕКТОВ

В работе рассмотрены проблемы современного проектирования комбинированных систем тепло- и холодоснабжения с использованием возобновляемых источников энергии. Проведен обзор современных программных продуктов. Представлен программный пакет, позволяющий проектировать системы тепло- и холодоснабжения, а также проводить моделирование работы указанных систем.

В роботі розглянуто проблеми сучасного проектування комбінованих систем тепло- та холодопостачання з використанням поновлювальних джерел енергії. Проведено огляд сучасних програмних продуктів. Представлено програмний пакет, що дозволяє проектувати системи тепло- та холодопостачання, а також проводити моделювання роботи вказаних систем.

In work problems of modern designing of systems of a heat supply and cooling by use of renewed energy sources are considered. The review of modern software products is spent. The program allowing is presented to project heat supply and cooling systems, and also to model work of the presented systems.

Согласно существующих норм по энергосбережению современные системы теплоснабжения должны максимально возможно использовать возобновляемые источники энергии. Однако использование таких источников в системах теплоснабжения, как правило, связано с высокими удельными капиталовложениями и только частичным замещением потребной тепловой мощности. Поэтому очень важно на этапе проектирования разработать тепловую схему с мксимально эффективным использованием потенциала возобновляемых источников энергии (солнце, воздух, грунт и т.д.).

В южном регионе по ряду причин большое применение получили гелио системы. Применение солнечных коллекторов позволяет значительно снизить теплопотребление зданий в летний период, а порой и свести использование традиционных источников энергии к нулю. Однако в другие периоды года доля замещения солнечной энергией традиционной значительно ниже. В таких случаях встает вопрос – на какую нагрузку теплоснабжения рассчитывать систему: летнюю, зимнюю или демисезонную. От решения этого вопроса зависит количество солнечных коллекторов, угол наклона и ориентация по сторонам света.

Также не маловажен вопрос – что использовать в качестве резервного источника тепла. В прошлые годы в качестве резервного источника в системах комбинированного теплоснабжения, как правило, использовался котел на органическом топливе. Однако в последнее время, учитывая растущие цены на природное топливо все более актуальным, является использование тепловых насосов в качестве резервного источника тепла.

Отдельно хотелось обратить внимание на вопрос утилизации тепла холодильных машин в системах центрального кондиционирования. Не раз приходилось сталкиваться с проблемой выбора: что применять для нужд горячего водоснабжения в летний период

в различных курортных заведениях – солнечные коллектора или утилизацию тепла конденсации холодоагента?

Для каждого случая необходимо разрабатывать несколько решений и при этом сравнивать их по различным технико-экономическим показателям. Более глубокая проработка принятых решений возможна если проводить моделирование работы комбинированной системы теплоснабжения при различных режимах. Все это требует значительных затрат времени которых как правило нет. Следовательно, встает вопрос автоматизации проектирования систем теплоснабжения.

Цель работы – провести анализ существующих пакетов прикладных программ проектирования систем комбинированного тепло- и хладоснабжения, а также определить основные требования, предъявляемые к данным программам.

В наше время ведущие фирмы производители, выпускающие гелиосистемы либо тепловые насосы, как правило, разрабатывают для них методики и программы подбора и расчета. Эти методики основаны на уже известных зависимостях расчетных величин отряда факторов: географической широты, ориентации по сторонам света, угле наклона коллектора, температурам воздуха, грунта и т.д. Большинство из них имеют уникальную оболочку и конкретную базу данных. Поэтому при выборе технического решения и подборе для него оборудования необходимо освоить сразу несколько программ, что естественно отнимает время.

Другим неудобством для большинства программ является то обстоятельство, что они рассчитаны на подбор конкретного оборудования и не имеют возможности просчитать всю систему комбинированного теплоснабжения, а также провести моделирование процессов в течении всего календарного года.

Данные обстоятельства осложняют процесс расчета и анализа принятых технических решений и не дают возможности оценить эффективность работы системы теплоснабжения целиком.

В настоящее время существует несколько программных продуктов, позволяющих осуществлять комплексный подход: провести расчет, подбор оборудования, а также настройку системы автоматики и на основе расчетной тепловой схемы организовать дистанционную систему управления объектом.

Одной из таких программ является *EPS* (Eco Power Simulation). Данная программа разработана швейцарским институтом солнца и адаптирована фирмой *Eco Power* для условий Украины. Этот программный продукт позволяет разработать тепловую схему системы комбинированного теплоснабжения (рис. 1).

В качестве основного оборудования могут быть использованы солнечные коллекторы, котлы, тепловые насосы, суточные и сезонные аккумуляторы тепла и т.д. База данных указанного программного продукта довольно обширна и содержит тепловое оборудование ведущих фирм производителей, а также данные климатологии для всего земного шара. Так же в этой программе можно учесть различные вторичные факторы (например, затенение для солнечных коллекторов). При отсутствии, каких либо данных, программа позволяет дополнить существующую базу.

После разработки тепловой схемы и настройки системы автоматизации программа *EPS* приступает к моделированию работы системы теплоснабжения в течении года. Данные моделирования (рис. 2) позволяют более полно разработать технико-экономическое обоснование проекта.

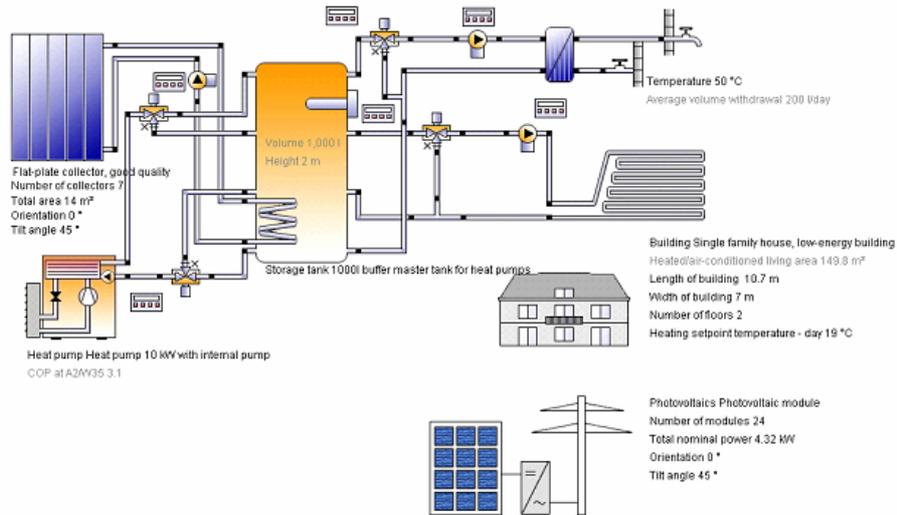


Рис. 1. Пример расчетной тепловой схемы в программе EPS

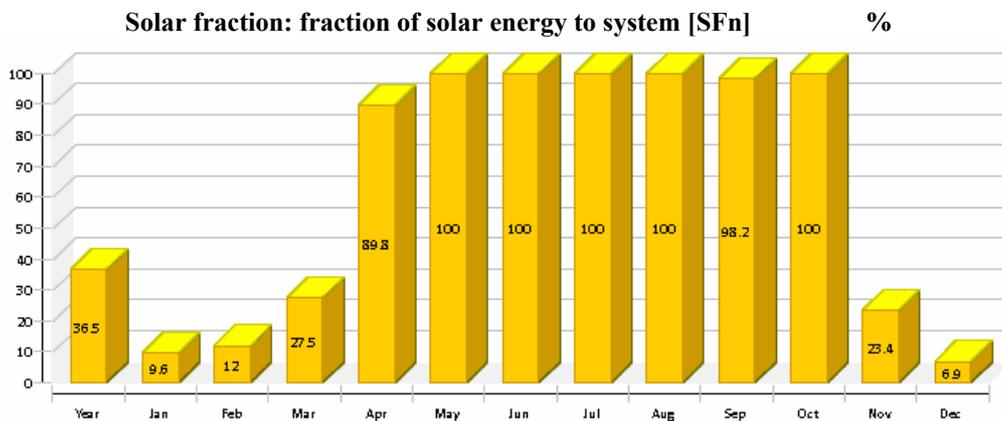


Рис. 2. Фрагмент результата моделирования комбинированной системы теплоснабжения процентное замещение потребной тепловой энергии солнечной

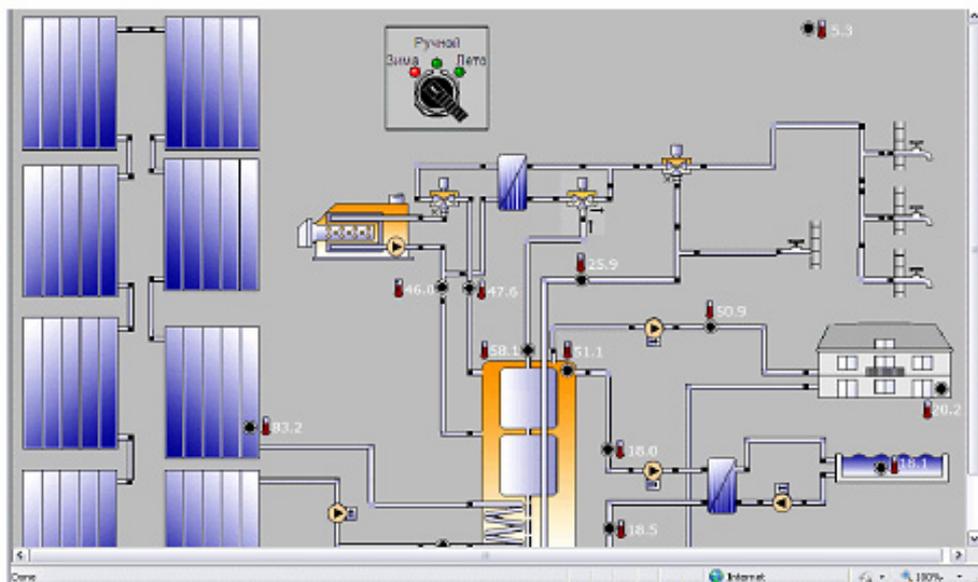


Рис. 3 Пример рабочей схемы дистанционного управления системой теплоснабжения реальным объектом через Интернет

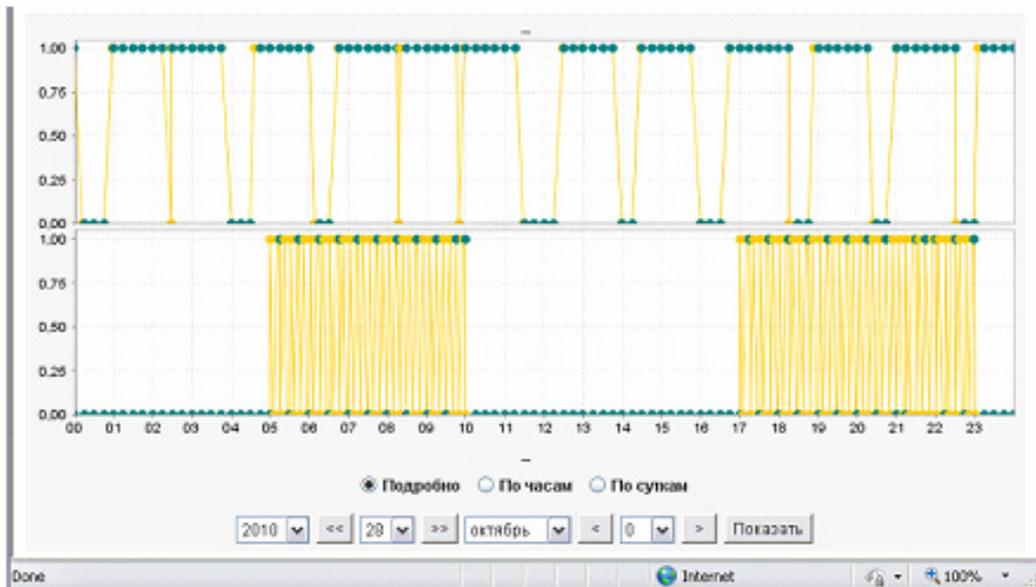


Рис. 4. Хронологические данные работы циркуляционного насоса в действующей схеме теплоснабжения

После моделирования процессов работы системы теплоснабжения на основе разработанной тепловой схемы можно осуществить дистанционное управление системой (рис. 3) теплоснабжение здания, а также получать и анализировать данные работы каждого элемента в течении определенного промежутка времени (рис. 4).

Благодаря таким программам как *EPS*, каждая система комбинированного теплоснабжения может быть экспериментальной установкой с накапливаемой базой данных различных параметров, что позволяет оценивать эффективность работы системы.

Выводы.

По проведенному анализу расчетных систем теплоснабжения можно сделать следующие выводы:

- программы представляемые фирмами производителями оборудования как правило ограничены собственным оборудованием и не дают возможности в комплексе решать вопрос комбинированного теплоснабжения;
- программа *EPS* обладает большой базой оборудования и технических решений и позволяет не только подобрать оборудование, но и произвести моделирование процессов, а также разработать рабочую схему дистанционного управления системой теплоснабжения;
- для современного уровня проектирования систем тепло- и хладоснабжения прикладные программы должны удовлетворять ряду условий: обладать достаточной базой данных по климатологии оборудованию, а также иметь возможность дополнять существующие базы; возможность создавать комбинированные системы теплоснабжения с различными источниками; моделировать процессы работы системы; иметь возможность создавать на базе рабочей схемы систему дистанционного управления работой объекта.

УДК 536.2

В.В. БІЛЯЄВА, канд. техн. наук; доц. ДНУ ім. О. Гончара, Дніпропетровськ;
О.В. БЕРЛОВ, ст. викладач ДНУ ім. О. Гончара, Дніпропетровськ;
В.Ю. КЛИМ, канд. техн. наук; доц. ДНУ ім. О. Гончара, Дніпропетровськ

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛООБМІНУ БАГАТОШАРОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ

Параметры теплообмена многослойных элементов конструкций определены с помощью решения обратных задач теплопроводности. Операционным методом получены решения задачи нестационарной теплопроводности для составных элементов конструкций с условиями неидеального теплового контакта. Для решения граничной обратной задачи теплопроводности использованы методы регуляризации и ортогональные полиномы Чебышева.

Параметри теплообміну багатошарових елементів конструкцій були визначені за допомогою розв'язання обернених задач теплопровідності. Операційним методом отримані розв'язки задачі нестационарної теплопровідності для складених елементів конструкцій з умовами неідеального теплового контакту. Для розв'язку граничної оберненої задачі теплопровідності використані методи регуляризації та ортогональні поліноми Чебишева.

The heat transfer parameters of multilayer construction elements are determined with the help of solution of inverse heat conduction problems. The solutions of non-stationary heat conduction problem for component construction elements with the condition of non-ideal thermal contact are obtained by operational method. The methods of regularization and orthogonal polynomials of Chebishev are used to solve the boundary inverse heat conduction problem.

Багатошарові конструкції широко використовуються в інженерній практиці для запобігання елементів конструкцій від впливу високих теплових потоків. Вони завжди складаються з матеріалів та середовищ з різними теплофізичними властивостями, що дозволяє обирати раціональну конструкцію за вагою та об'ємом, виходячи із заданого теплового режиму.

У зв'язку з безперервним зростанням інтенсивності теплообмінних процесів, що відіграють важливу роль в різноманітних областях промисловості, к точності їх розрахунку пред'являються все більш високі вимоги. В особливості це має відношення до таких галузей народного господарства як ядерна енергетика, авіаційна, ракетна та космічна техніка.

Розрахунок теплового та теплонпруженого стану багатошарової конструкції при високоінтенсивних процесах переносу тепла вимагає врахування наступних факторів:

- вплив, залежних від часу, координат та температури, характеристик матеріалів та середовищ, в яких працює конструкція, особливо на нестационарних режимах;
- вплив фізико-хімічних перетворень матеріалів конструкцій;
- вплив термічного опору контакту поверхонь в різноманітній фізичній реалізації.

В інженерній практиці багатошарові конструкції, як правило, використовують для зменшення витоків тепла або для оберігання елементів конструкцій від дії високих теплових потоків. Поєднання різних матеріалів, їх теплофізичних властивостей, товщини шарів дозволяє вибрати конструкцію, оптимальну по вазі і об'єму, виходячи із заданого теплового режиму.

Інтенсифікація енергетичних і технологічних процесів, пов'язана з підвищенням теплонапруженості багат шарових елементів конструкцій, працюючих часто на граничних температурних режимах, пред'являє особливо жорсткі вимоги до повноти і точності результатів досліджень теплообміну. Тому розрахунок теплового і теплонапруженого стану багат шарової конструкції вимагає більш строгої постановки задачі, а також підвищеної точності завдання граничних умов і інших параметрів тепло- і масопереносу. Граничні умови можна, наприклад, визначити експериментально в результаті натурних випробувань (чи на фізичних моделях) або розрахунковим шляхом за емпіричними формулами, що є узагальненням експериментальних даних. У ряді випадків єдиним шляхом визначення граничних умов є розв'язання обернених задач теплопровідності [1–4].

Розв'язок задач нестационарної теплопровідності з урахуванням названих чинників нині можливо чисельними, чисельно-аналітичними методами. Переваги і недоліки кожного з цих підходів викладені в [3–8]. Застосування чисельних методів може виявитися плідним, наприклад, після попереднього аналітичного розв'язку відповідної задачі. Коли розв'язок вже отриманий у вигляді рядів, певних інтегралів і т.д., то чисельне підсумовування рядів, обчислення інтегралів є для сучасної ЕОМ досить простим завданням, тоді як при чисельному розв'язку початкової (часто нелінійною) системи диференціальних рівнянь в часткових похідних виникають певні труднощі.

Трудомісткість і тривалість експериментального підбору необхідних композицій матеріалів, що задовольняють вимогам надійності і економічності, ставлять питання про аналітичний розрахунок їх температурного режиму. Аналітичний метод, на відміну від найбільш розвинених нині чисельних методів, дозволяє представити розв'язок в кінцевому вигляді і надає можливість варіювати теплофізичними і геометричними параметрами для детального аналізу температурних полів.

Використання чисельних методів вимагає великих витрат часу розрахунку на ЕОМ при проведенні варіантних розрахунків, необхідних для вибору оптимальних параметрів цих елементів. Цей недолік відсутній при застосуванні аналітичного розв'язку задачі. Тому доцільною є розробка алгоритмів, заснованих на наближених аналітичних розв'язках задачі теплопровідності.

Нині в розробці теорії і методів розв'язку некоректних обернених задач посилюється вплив статистичного підходу [2, 4]. У роботах цього напрямку конструюються алгоритми розв'язку різних класів задач при деяких припущеннях про похибки в початкових даних і про імовірнісні властивості шуканих розв'язків.

Основна ідея пропонованого методу розв'язку обернених задач теплопровідності полягає в тому, що відому з експерименту температуру, а також граничні умови, що визначаються, апроксимуємо по методу найменших квадратів поліномами Чебишева, тим самим вирівнюючи помилку в завданні і визначенні цих функцій, отримуємо кращу в сенсі критерію найменших квадратів відповідність до відповідної дійсності значенням. Поліноми Чебишева значно спрощують обчислення, а головне, дають високу точність визначення апроксимуючого полінома, тоді як система Гауса погано обумовлена і при її розв'язку зникають знаки. Пропонований метод використовує статистику похибок експериментальної температури і статистику похибок визначуваних граничних умов, тобто є статистичним у своїй основі.

Відомо, що ортогональні поліноми Чебишева не лише не вносять похибки апроксимації, але і, при відповідному виборі міри полінома, вирівнюють похибки апроксимуючої функції. За допомогою поліномів Чебишева можна вирівнювати навіть

значні похибки даних, що апроксимуються. Завдяки цьому вони і пропонуються для використання при розв'язку обернених задач теплопровідності.

Математична постановка задачі нестационарної теплопровідності для складеної системи з неідеальним тепловим контактом на стиках має вигляд:

$$\beta_v \frac{\partial^2 T_v(x, Fo)}{\partial x^2} = \frac{\partial T_v(x, Fo)}{\partial (Fo)} - \beta_v^* w_v(x, Fo); \quad (1)$$

$$T_v(x, Fo)|_{Fo=0} = \varphi_v(x); \quad (2)$$

$$\begin{cases} \alpha_0 \frac{\partial T_1(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_0 Bi_0 [f_0(Fo) - M_0 T_1(x, Fo)] \Big|_{x=0}; \\ \alpha_1 \frac{\partial T_m(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=1} = h_1 Bi_1 [f_1(Fo) - M_1 T_m(x, Fo)] \Big|_{x=1}; \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \alpha_2 \frac{\partial T_v(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=1} = R_{v,v+1}^* [T_{v+1}(0, Fo) - T_v(1, Fo)]; \\ \frac{\partial T_v(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=1} - \mu_{v+1,v} \frac{\partial T_{v+1}(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=0} = f_2(Fo), \end{cases} \quad (4)$$

де $\beta_v = \frac{a_v}{a_0} \cdot \frac{R_0^2}{R_v^2}$; $\beta_v^* = \beta_v \cdot \frac{R_v^2}{\lambda_v}$; $\mu_{v+1,v} = \frac{\lambda_{v+1}}{\lambda_v} \cdot \frac{R_v}{R_{v+1}}$; $R_{v,v+1}^* = \frac{R_v}{R_{v,v+1} \cdot \lambda_v}$; $Fo = \frac{a_0}{R_0^2} \cdot \tau$; $x = \frac{x_v}{R_v}$;
 $Bi_0 = \frac{\alpha_0^*}{\lambda_1} \cdot R_1$; $Bi_1 = \frac{\alpha_1^*}{\lambda_m} \cdot R_m$; a_0, R_0 – деякі довільні параметри: коефіцієнт температуропровідності і лінійний розмір.

При $\alpha_2 = 0, f_2(Fo) = 0$ умови (4) відповідають умовам ідеального теплового контакту на стиках шарів; при $\alpha_2 = 1, f_2(Fo) = \omega_{v,v+1}^*(Fo) = \frac{R_v}{\lambda_v} \omega_{v,v+1}(R_v, Fo)$ умови (4) відповідають умовам неідеального теплового контакту; при $\alpha_2 = 0, f_2(Fo) = A_{v,v+1} \frac{\partial T_{v+1}(x, Fo)}{\partial Fo} \Big|_{x=0}$, $A_{v,v+1} = \frac{\delta_{v,v+1} R_v}{R_0^2} \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda_v} \frac{c_{v,v+1}}{c_0}$ умови (4) відповідають умовам неідеального теплового контакту.

Потужність внутрішніх джерел (стоків) тепла є суперпозицією потужності джерел тепла, що є наслідком дії на конструкцію полів різної фізичної природи:

$$w_v(x, Fo) = \sum_{j=1}^N f_j(x, Fo).$$

Застосовуючи до (1) інтегральне перетворення Лапласа по змінній Fo, отримаємо

$$\frac{d^2 \bar{T}_v(x, p)}{dx^2} = \frac{p}{\beta_v} \bar{T}_v(x, p) + \bar{z}_v(x, p), \quad (5)$$

де $\bar{z}_v(x, p) = -\varphi_v(x) - \beta_v^* w_v(x, p)$.

Інтеграл (5) можна записати у вигляді:

$$\bar{T}_v(x, p) = C_v \operatorname{ch} \sqrt{\frac{P}{\beta_v}} x + D_v \operatorname{sh} \sqrt{\frac{P}{\beta_v}} x + \bar{z}_v^*(x, p), \quad (6)$$

де $\bar{z}_v^*(x, p)$ – частковий розв’язок неоднорідного рівняння (5), C_v, D_v – константи інтегрування, які визначаються з умов (3), (4), записаних в полі зображень.

Функцію $\bar{z}_v^*(x, p)$ представимо у вигляді нескінченного ряду по похідних від $\bar{z}_v(x, p)$ [3, 8]:

$$\bar{z}_v^*(x, p) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\beta_v^n}{P^{n+1}} \frac{d^{2n}}{dx^{2n}} \bar{z}_v(x, p). \quad (7)$$

Згідно теорії лінійних диференціальних рівнянь, розв’язок задачі (1)–(4) представимо у вигляді суми часткових розв’язків (принцип суперпозиції), які формуються під впливом наступних компонент впливу: зовнішніх граничних умов, умов на стику пластин, джерел тепла по перерізу кожної пластини, початкового розподілу температури і взаємного теплового впливу пластин. Розв’язок лінійних задач теорії теплопровідності відповідно до теореми розкладання про розв’язок задач нестационарної теплопровідності операційним методом для багат шарових плоских тіл з неідеальним тепловим контактом [3, 4] дозволяє уникнути недоліків класичних методів [1].

Температурне поле складених конструкцій визначається функцією

$$T_v(x, Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_n [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n] g_r^n(Fo) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\bar{g}_r(P_k)}{\Psi'(\varphi_n, P_k)} Q [\mu_{n,r}^v(x), P_k] \exp(\gamma^2 Fo) \right\} + z_v^*(x, Fo), \quad (8)$$

де $g_r(Fo)$ – компоненти впливу; $\Omega_n [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n] = \frac{\mu_{n,r}^v(x)}{\varphi_0} - \sum_{j=1}^n \Omega_{n-j} [\mu_{n-j,r}^v(x), \varphi_{n-j}] \frac{\varphi_j}{\varphi_0}$ –

рекурентне співвідношення; $Q [\mu_{n,r}^v(x), P_k] = \sum_{n=0}^{\infty} \mu_{n,r}^v(x) P_k^n$, $\Psi(\varphi_n, P_k) = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n P_k^n$ –

узагальнені цілі функції; $P_k = \gamma_k^2 \frac{a_0}{R_0^2}$, γ_k – корені трансцендентного рівняння,

$\Psi(\varphi_n, \gamma_k) = 0$, $z_v^*(x, Fo) = \sum_{n=0}^{\infty} \beta_v^n \frac{Fo^n}{n!} \varphi_v^{(2n)}(x) + \beta_v^* \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\beta_v^n}{n!} \int_0^{Fo} (Fo - \theta)^n \frac{\partial^{2n}}{\partial x^{2n}} w_v(x, \theta) d\theta$ –

частковий розв’язок неоднорідного диференціального рівняння (5), записаного в полі зображень, точно задовольняє диференціальному рівнянню (1), початковим і

граничним умовам (2)–(4), якщо послідовності $\{\varphi_n\}_0^\infty$, $\{\mu_{n,r}^v(x)\}_0^\infty$ відповідають представленню мероморфних функцій розв’язку задачі в полі зображень.

Обернена задача теплопровідності для системи тришарових пластин формулюється наступним чином. Вимагається по вимірах температур на стику другої і третьої пластини (рис. 1) знайти зміну температури і теплового потоку на зовнішній поверхні третьої пластини ($x = 1$).

$$\frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = \beta_v \frac{\partial^2 T(x, \tau)}{\partial x^2}; \quad v = 1, 2; \quad 0 \leq x \leq 1; \quad 0 \leq \tau \leq \infty; \quad (9)$$

$$T_2(1, \tau) = f_{2,\nu}(\tau); \quad \frac{\partial T_1(0, \tau)}{\partial x} = 0; \quad (10)$$

$$T_v(x, 0) = 0. \quad (11)$$

Умови на стику пластин:

$$-\frac{\lambda_1}{R_1} \frac{\partial T_1(1, \tau)}{\partial x} = \frac{1}{R_{1,2}} (T_1(1, \tau) - T_2(0, \tau)); \quad \frac{\lambda_1}{R_1} \frac{\partial T_1(1, \tau)}{\partial x} - \frac{\lambda_2}{R_2} \frac{\partial T_2(0, \tau)}{\partial x} = \omega_{1,2}. \quad (12)$$

В (9)–(12) $\tau = \frac{a_2}{R_2} t$ $x = \frac{x_v}{R_v}$ – безрозмірний час і координата; $\beta_v = \frac{a_v}{a_2} \frac{R_2^2}{R_v^2}$, де a_v, R_v – коефіцієнт температуропровідності та товщина v -ої пластини.

Розв’язок задачі Коші [6] для третьої пластини має вигляд

$$T_3(x, \tau) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(x)^{2n}}{(2n)!} f_2^{(n)}(\tau) - \frac{x}{\lambda} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(x)^{2n}}{(2n+1)!} g_2^{(n)}(\tau), \quad (13)$$

де $g_2(\tau) = -\frac{\lambda_2}{R_2} \frac{\partial T_2(1, \tau)}{\partial x}$; $f_2(\tau) = f_3(\tau)$.

Розв’язок задачі (9)–(12) операційним методом має наступний вигляд

$$T_v(x, \tau) = \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{v,n}(x) f_{2,\nu}^{(n)}(\tau) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\overline{f_{2,\nu}(p)}}{\Psi'(p_k)} Q_v(x) \exp(p_k \tau), \quad (14)$$

де комплекси $\Omega_{v,n}(x), Q_v(x), \Psi'(p_k)$ визначаються за співвідношеннями [8].

Розв’язок (13) при заданих $f(\tau)$ і $g(\tau)$ дозволяє знайти шукані зміни температури T_w і теплового потоку $q_w(\tau)$. Проте в такій інтерпретації розв’язок (13), де функції $f(\tau)$, $g(\tau)$ відомі з експерименту з деякою похибкою, необхідно враховувати і той факт, що обчислення операторів диференціювання $f^{(n)}(\tau)$, $g^{(n)}(\tau)$ нестійке до обурень в початкових даних [2, 6]. Таким чином, маємо типову некоректну задачу, для побудови стійкого розв’язку якої потрібна побудова регуляризуючих алгоритмів.

Збережемо в розв'язку (13) кінцеве число доданків N . Введемо позначення

$$Z_1(\tau) = f'(\tau), \quad Z_2(\tau) = f''(\tau), \quad \dots, \quad Z_n(\tau) = f^{(N)}(\tau). \quad (15)$$

Тоді розв'язок (13) з урахуванням позначень (15) записується у вигляді

$$T(x, \tau) = f(\tau) + \frac{x^2}{2!} Z_1(\tau) + \frac{x^4}{4!} Z_2(\tau) + \dots + \frac{x^{2N}}{2N!} Z_N(\tau). \quad (16)$$

Таким чином, граничні умови при $X = 1$ відновлюються співвідношенням (16), в якому функції $Z_k(\tau)$ знаходяться з розв'язку інтегральних рівнянь (15)

$$AZ_k = \int_0^\tau \frac{(\tau - \eta)^{k-1}}{(k-1)!} Z_k(\eta) d\eta = U(\tau), \quad (17)$$

де права частина задається приблизно, тобто $U = U_\delta = f(\tau) - \sum_{v=0}^{k-1} f^{(v)}(\tau) \frac{\tau^v}{v!}$.

Тут δ – числовий параметр, що характеризує похибку правої частини рівняння (17).

Інтегральне рівняння (17) за допомогою методу кінцевих сум (формули прямокутників, трапецій Сімпсона) може бути зведене до системи лінійних рівнянь алгебри: $\sum_{r=0}^n K_{r,S} q_r = f_S$, де r, S – час, виражений в одиницях дискретності Δt .

Задачу апроксимації експериментально вимірної температури, заданої на множині $T \{ \tau_0, \tau_1, \tau_2, \tau_3, \dots, \tau_n \}$ поліномами міри ρ , $\rho \leq 0$ зведемо до визначення многочленів

$$U_\rho(\tau) = a_0 \cdot H_0(\tau) + a_1 \cdot H_1(\tau) + \dots + a_\rho \cdot H_\rho(\tau), \quad (18)$$

де многочлени $\{H_k(\tau)\}$, $(k = 0, 1, 2, \dots, \rho)$ ортогональні на системі точок T . Зокрема, якщо (18) складається з цілих ненегативних мір змінної τ , тобто

$$H_0(\tau) = 1, \quad H_1(\tau) = \tau, \quad H_2(\tau) = \tau^2, \quad \dots,$$

то $U_\rho(\tau) = a_0 + a_1 \tau + \dots + a_\rho \tau^\rho$ звичайний поліном міри ρ .

Для шуканого многочлена квадратичне відхилення

$$\Omega_\rho = \sum_{S=0}^N [U_\rho(\tau_S) - f(\tau_S)]^2 = \min. \quad (19)$$

Таким чином, праві частини інтегральних рівнянь – відому з експерименту температуру – апроксимуємо по методу найменших квадратів многочленами (18) і тим самим вирівнюючи помилку в завданні цих функцій, отримуємо кращу в сенсі критерію

найменших квадратів згоду з відповідними дійсності значеннями, а невідомі функції $q(\tau)$ інтегральних рівнянь шукаємо як

$$Q_\rho(\tau_r) = \sum_{j=0}^{\rho} C_j \omega_j(\tau_r), \quad (20)$$

де многочлени $\{\omega_j(\tau_r)\}$, ($j = 0, 1, 2, \dots, \rho$) ортогональні на системі точок T . Зокрема, якщо (20) складається з цілих ненегативних мір змінної τ , тобто

$$\omega_0(\tau) = 1, \quad \omega_1(\tau) = \tau, \quad \omega_2(\tau) = \tau^2, \dots, \omega_\rho(\tau) = \tau^\rho, \dots,$$

то

$$Q_\rho(\tau) = C_0 + C_1\tau + \dots + C_\rho\tau^\rho$$

є звичайний поліном міри ρ .

Для шуканого многочлена $Q_\rho(\tau_r)$ повинна виконуватись умова

$$\Omega_\rho^* = \sum_{r=0}^n [Q_\rho(\tau_r) - q(\tau_r)]^2 = \min. \quad (21)$$

Замінюючи q_r і f_s на $Q_\rho(\tau)$ і $U_\rho(\tau_s)$, помноживши обидві частини (18) на $\omega_j(\tau_r)$ і проводячи підсумовування по r від 0 до n отримуємо систему рівнянь для невідомих коефіцієнтів C_j :

$$\sum_{j=0}^{\rho} A_{j,k} \cdot C_j = a_k, \quad (k = 0, 1, 2, \dots, \rho), \quad (22)$$

$$A_{j,k} = \sum_{r=0}^n \sum_{s=0}^n K_{r,s} \omega_j(\tau_r) \cdot \omega(\tau_r). \quad (23)$$

Її і слід вирішувати чисельно. Вона має значно менший порядок, ніж початкова система, і добре обумовлена [2, 6]. По знайдених C_j з (8) визначаємо невідому функцію, припускаючи $q_r \approx Q_\rho(\tau_r)$.

Міра ρ ортогональних многочленів, що апроксимують задану і шукану функцію, аналогічний параметру регуляризації [2].

Оптимальне значення $\rho = \rho_0$ міри ортогонального многочлена, що апроксимує розв'язок інтегрального рівняння, вибираємо з умови мінімуму функціонала

$$\Omega_\rho^* = \frac{\sum_{r=0}^n [Q_\rho(\tau_r) - q_r]^2}{n - \rho}. \quad (24)$$

Таким чином, у разі використання ортогональних многочленів обчислення параметрів a_k і C_j виконується по готових формулах, які позбавляють від необхідності розв'язку системи нормальних рівнянь.

Організація охолодження конструкції камер згоряння рідинних ракетних двигунів є одним із найважливіших питань проектування та в порівнянні з іншими видами теплових машин ускладнюється тим, що теплові процеси протікають при високих температурах (3000–4000) К та тиску. Оскільки високотемпературні продукти згоряння рухаються по камері з дуже великою швидкістю, то різко зростають коефіцієнт конвективної тепловіддачі від гарячих продуктів згоряння до стінок камери та конвективні теплові потоки q_k , що досягають в критичному перерізі сопла до $7 \cdot 10^7$ Вт/м². Крім того, теплообмін в конструкції характеризується високим рівнем радіації в камері, що призводить до великих променевих теплових потоків q_p .

Внаслідок потужних сумарних конвективних та променевих теплових потоків до стінки камери її температура може досягати значень вище (1000–1500) °С. Величина цих потоків визначається значеннями режимних параметрів, складом продуктів згоряння у ядрі газового потоку та в пристіночному шарі, а також температурою внутрішньої поверхні конструкції. Внаслідок зміни діаметру проточної частини по довжині тепловідвід від продуктів згоряння виявляється нерівномірним. Нерівномірним є також розподіл температури по периметру, що зумовлено зміною складу продуктів згоряння.

Коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння визначається з урахуванням спільної дії конвективного та променевого теплових потоків у відповідному перерізі конструкції вузла за значеннями параметрів (тиск, склад і температура продуктів згоряння у ядрі газового потоку та в пристіночному шарі) на сталому режимі експлуатації [2, 3].

Час виходу розглянутих конструкцій на сталий тепловий режим може виявитися навіть більше часу їх роботи при експлуатації. В таких умовах задача визначення теплового стану в період роботи зводиться до розрахунку прогріву їх під впливом високотемпературних продуктів згоряння [3].

У частині сопла, що розширюється протікає процес конвективного теплообміну між газовим потоком, що має велику швидкість ($M > 1$) та стінкою сопла. Для розрахунку цього випадку тепловіддачі в літературі пропонується формула:

$$\text{Nu}_{\text{вх}} = 0,029 \cdot \text{Re}_{\text{вх}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_w^{0,4} \left(\frac{T_w}{T_r} \right)^{0,39} \cdot \left(1 + r \frac{k-1}{2} \mu^2 \right)^{0,11} \quad (25)$$

У якості визначальної температури приймається відповідно: T_f – температура у ядрі, що визначається з термодинамічного розрахунку камери згоряння; T_w – температура внутрішньої стінки камери згоряння; $T_m = 0,5 \cdot (T_f + T_w)$ та $T_m = 0,5 \cdot (T_r + T_w)$; T_r і T_w – відповідно температура продуктів згоряння та газової стінки в К.

Безпосередньо виміряти значення температури ($T_w(y, \tau)$) та теплового потоку ($q_w(y, \tau)$) на внутрішній стінки камери згоряння в більшості випадків неможливо, тому необхідно використовувати непрямі методи їх визначення. Значення $T_w(y, \tau)$ та $q_w(y, \tau)$ можливо визначити за вимірюваними при експерименті температурами усередині або на поверхні стінки, вирішуючи обернені задачі теплопровідності.

При стендовій обробці камер згоряння робиться вимір температури поверхні в перерізах відповідних корпусів вузлів (рис. 1). На поверхні в перерізі розташовується по дві точки виміру, розташованих в діаметрально протилежних точках периметру

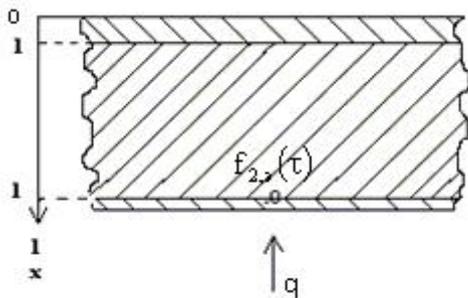


Рис. 1. Розрахункова схема системи тришарових пластин

в реальних умовах механічні характеристики, теплофізичні та геометричні параметри та температура, що вимірюється є випадковими величинами із-за дефектів виробництва, технології виготовлення, забруднення поверхні, погрішності виміру та обробки експериментальної інформації та інших факторів. Отже, ймовірна природа величин, що спостерігаються в реальному експерименті, призводить до випадкового функціонального характеру та температурного поля.

Розв'язок граничних ОЗТ для багатошарових конструкцій є багато параметричною задачею. Тут наряду з випадковим характером експериментальної температури великий розкид існує і в інших параметрах: теплофізичні характеристики, геометричні розміри системи та місце установки датчиків температури, характеристики неідеального теплового контакту.

Відомо, що устаткування, що використовується при проведенні натурних вимірювань температур мають достатньо високий клас точності, а саме: приладова погрішність вимірювань температур в діапазоні їх коливань від 0 до 600 °С знаходиться в межах 3 °С, а сумарна погрішність вимірювань дорівнює (1–2) % температури, що вимірюється. В деяких випадках при організації спеціальної системи реєстрації та вимірювань температур загальна погрішність вимірювань температури може бути зведена до мінімуму (не більш ніж 1 °С).

Одним з методів розв'язку оберненої задачі теплопровідності є метод статистичних випробувань Монте-Карло [3, 4], котрий полягає в статистичному моделюванні аналітичних розв'язків обернених задач теплопровідності з урахуванням випадкового характеру вихідних даних. Використовуючи метод Монте-Карло можливо досліджувати вплив погрішностей вихідної інформації (геометричні розміри, місце установки температурного датчику, теплофізичні характеристики, вимірювання та обробка експериментальною температури внутрішніх точок тіла) на розв'язок оберненої задачі теплопровідності. Коридор помилок відновленого розв'язку можливо визначити по результатам статистичної обробки отриманих реалізацій. Крім того, процедура Монте-Карло дозволяє розглядати вплив кожної вхідної величини на розв'язок оберненої задачі теплопровідності.

Розрахунки для тришарової пластини показали, що похибка в завданні експериментальної температури до 5 % викликає максимальні відхилення температури поверхні до 10 % на тимчасовому інтервалі 0–55 с, а на іншій тимчасовій ділянці до 5%, теплового потоку – 20 % і 10 % відповідно.

корпусу. Експериментальні дані і результати розв'язку оберненої теплової задачі для системи тришарових пластин приведені на рис. 2а–г.

Невід'ємною частиною будь-якого реального теплового експерименту є стохастичність спостережуваних величин. Стохастичність процесу визначається різноманітними факторами. Зокрема,

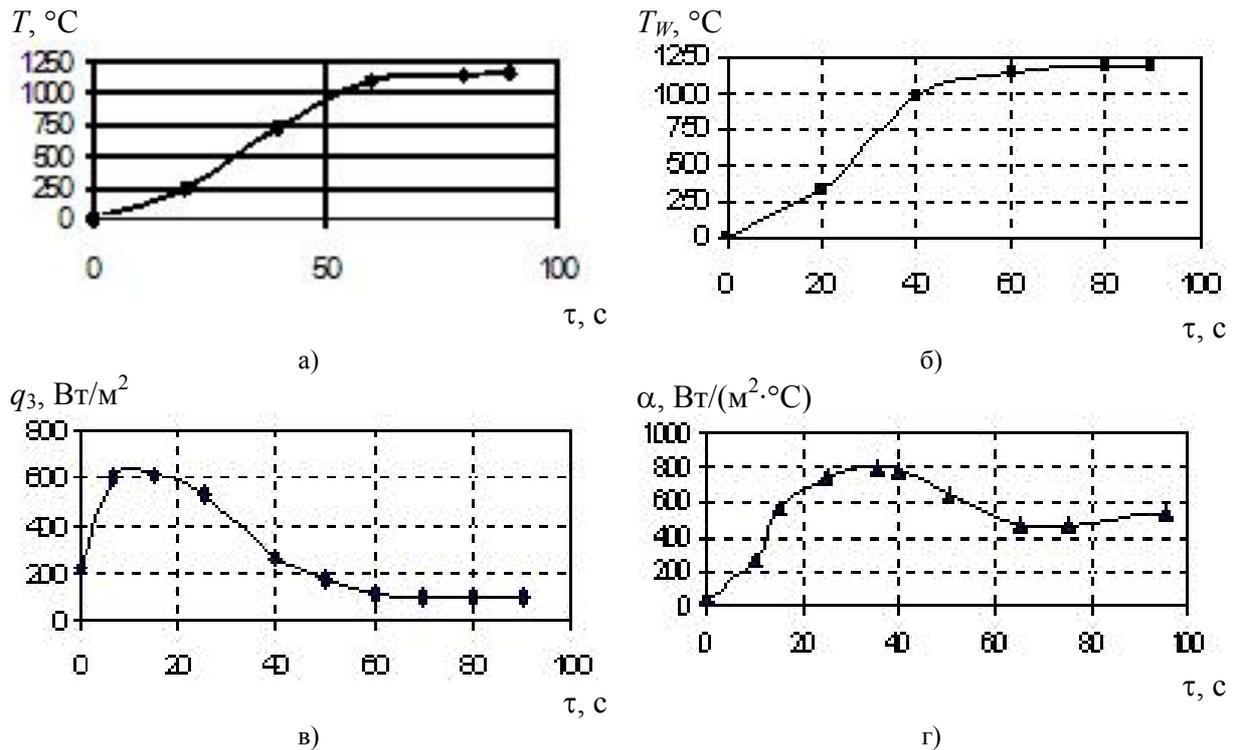


Рис. 2. Відновлені краєві умови:

a – експериментальна температура $f_{2,3}(\tau)$; *б* – температура поверхні $T_{3,и}(1, \tau)$;
в – тепловий потік $q_{3,и}(1, \tau)$; *г* – коефіцієнт тепловіддачі α

Список літератури: 1. Карташов, Э.М. Аналитические методы в теории теплопроводности твердых тел [Текст] / Э.М. Карташов. – М.: Высшая школа, 2001. – 540 с. 2. Алифанов, О.М. Обратные задачи как методологическая основа идентификации тепловых математических моделей [Текст] / О.М. Алифанов // Теплообмен. ММФ. – Минск: ИТМО АНБ, 2000. – Т. 3. – С. 3-13. 3. Веселовский, В.Б. Решение задач нестационарной теплопроводности для многослойных плоских тел с неидеальным тепловым контактом [Текст] / В.Б. Веселовский // Прикладные вопросы аэродинамики летательных аппаратов. – Киев: Наук. думка, 1984. – С. 140-144. 4. Веселовский, В.Б. Тепловые режимы составных элементов конструкций летательных аппаратов [Текст] / В.Б. Веселовский // Теплообмен. – Вычислительный эксперимент в задачах теплообмена и теплопередачи. – Минск: Институт тепло- и массообмена АН Беларуси, 1996. – Т. 9. – С. 37-41. 5. Веселовский, В.Б. Температурные поля электрических кабелей при воздействии полей различной физической природы [Текст] / В.Б. Веселовский, А.В. Берлов, Н.И. Белый, В.И. Ляшенко // Вісник Дніпропетровського університету. Сер. Механіка. – 2001. – Вип. 5, Т. 1. – С. 73-83. 6. Веселовский, В.Б. Определение нестационарных граничных условий на огневых стенках корпусов по экспериментальным замерам температур [Текст] / В.Б. Веселовский, И.Н. Даченко, В.В. Никульникова, В.И. Ляшенко // Вісник Дніпропетровського університету. Сер. Механіка. – 2002. – Вип. 6, Т. 1. – С. 102-110. 7. Веселовский, В.Б. Нестационарное температурное поле составных элементов конструкций [Текст] / В.Б. Веселовский // Математические методы теплообмена. – Днепропетровск: Днепропетровский гос. университет, 1986. – С. 107-110. 8. Веселовский, В.Б. Моделирование влияния полей различной физической природы на тепловые режимы составных элементов конструкций [Текст] / В.Б. Веселовский, В.Ю. Клим, Н.И. Белый // Вісник Дніпропетровського університету. Сер. Механіка. – 2002. – Вип. 6, Т. 1. – С. 111-119.

© Біляєва В.В., Берлов О.В., Клім В.Ю., 2012
 Надійшла до редколегії 15.02.12

УДК 621.05

Р.С. ВАРИБРУС, магистр НТУ «ХПІ»

СИНТЕЗ СХЕМЫ ПНЕВМОАГРЕГАТА ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА

Предлагается провести синтез схем пневматического манипулятора двумя методами: с использованием стандартной позиционной структуры и методом полной минимизации стандартной позиционной структуры.

Пропонується провести синтез схем пневматичного маніпулятора двома методами: з використанням стандартної позиційної структури та методом повної мінімізації стандартної позиційної структури.

It was proposed to conduct the synthesis of charts of pneumatic manipulator two methods: with the use of standard position structure and by the method of complete minimization of standard position structure.

В данной статье проводится синтез схем пневматического манипулятора двумя методами: с использованием стандартной позиционной структуры и методом полной минимизации стандартной позиционной структуры [1, 2].

Исполнительными устройствами автоматического манипулятора являются пневматические цилиндры Ц₁–Ц₄. Исходное положение Ц₁ контролирует конечный выключатель (ВК) X₂, а его конечное положение – X₃. Исходное положение Ц₂ контролирует ВК X₄, а конечное положение – X₅. Конечное положение Ц₃ контролирует ВК X₇. Исходное положение Ц₄ контролирует ВК X₈, а его конечное положение – X₉ (табл. 1)

Цикл работы начинается с нажатия на кнопку пуска X₁ (X₁ = 1) при этом происходит захват заготовки Z₁ = 1, в конечном положении цилиндр Ц₁ воздействует на конечный выключатель X₃ = 1 и происходит подъем руки Z₂ = 1. Затем по сигналу X₅ = 1 от ВК происходит поворот руки (Z₃ = 1). В конце хода Ц₃ воздействует на ВК по сигналу X₇ = 1 и корпус манипулятора поворачивается (Z₄ = 1), заготовка устанавливается на указанное место. Далее по сигналу X₉ = 1 происходит разжим заготовки $\bar{Z}_1 = 1$. По сигналу ВК X₂ = 1 корпус манипулятора поворачивается назад $\bar{Z}_4 = 1$. Поворот руки назад ($\bar{Z}_3 = 1$) осуществляется по сигналу X₈ = 1, далее по сигналу $\bar{X}_7 = 1$ происходит опускание руки $\bar{Z}_2 = 1$.

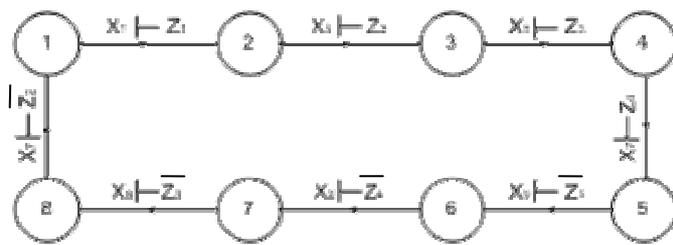
Кнопка P_{стоп} устанавливает все исполнительный устройства и все распределители командоаппарата в исходное положение.

Таблица 1

Взаимодействие входных и исполнительных устройств

Наименование операции	Выходные сигналы	Входные сигналы	
		начальные	конечные
Захват заготовки	Z ₁	X ₂	X ₃
Подъем руки	Z ₂	–	X ₅
Поворот руки	Z ₃	–	X ₇
Поворот корпуса	Z ₄	X ₈	X ₉

Для построения схемы с использованием стандартной позиционной структуры (рис. 2) воспользуемся формулой:



$$S_i = p_i y_{i-1}, \quad (1)$$

где S_i – сигнал включения i -го элемента памяти (ЭП); p_i – входной набор, который переводит систему из одного состояния в другое в i -м переходе; y_{i-1} – выход ЭП в предыдущем переходе $i-1$ (рис. 1).

Рис. 1. Граф операций, который описывает условия работы системы управления

Функции выходов $Z = f(y)$

зависят только от внутренних

состояний и не зависят от входных наборов $Z_m = y_i$, где Z_m – функция выхода m .

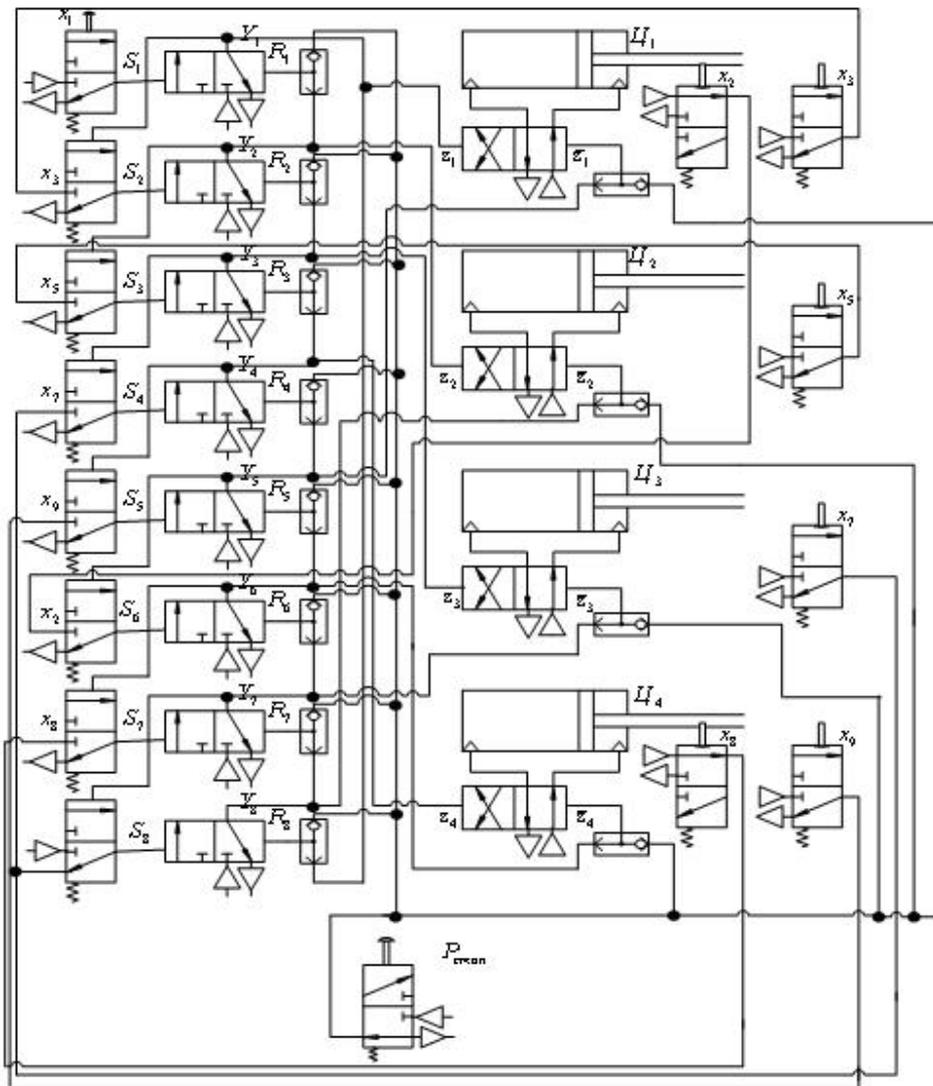


Рис. 2. Пневматическая схема управления промышленным роботом реализованная с использованием стандартной позиционной структуры

Если входная последовательность содержит одинаковые наборы, то проводим её разбиение на π блоки, не содержащие одинаковые входные наборы. Разбиение

осуществляется по циклу с какого-либо набора, с учетом, чтобы одинаковые наборы не были последними в блоке. Если при разбиении получилось два блока, то используется один элемент памяти с двумя выходами – прямым и инверсным (y, \bar{y}) . В случае отсутствия одинаковых наборов разбиение не нужно. Далее переходим к минимизации логических уравнений на основании матрицы соответствий (МС).

Использование МС позволяет синтезировать систему уравнений независимо от числа входов и выходов, поскольку размерность МС определяется числом переходов системы управления. Строки МС соответствуют входным наборам Р с учетом сигналов у с выходов ЭП, а столбцы – сигналам, которые вызывают переходы управляющего аппарата.

На пересечении строки i и столбца j ставится единица, если входные сигналы, которые соответствуют столбцу j , входят во входной набор, который соответствует строке i , в противном случае ставится 0. Противоречивые единицы обводятся в круг. Единицы, соответствующие переходам, выделяют «жирным» шрифтом.

В общем случае для удаления противоречивых единиц сигналы сканируемого столбца необходимо удлинить сигналами, присутствующими на данном переходе и отсутствующими в переходе, где находится противоречивая единица. Таких сигналов может быть несколько, но нужно стремиться к их минимальному числу.

Логические уравнения включения исполнительных устройств и ЭП получаем из выражений, записанных сверху МС, для соответственного «жирной» единице выхода.

Таблица 2

Матрица соответствий

	X_1	X_3	X_5X_3	X_7X_3	X_9	X_2	X_8X_2	\bar{X}_7X_2	
$X_2X_4X_8$	0	0	0	0	0	1	1	1	\emptyset
$X_1X_2X_4X_8$	1	0	0	0	0	1	1	1	Z_1
$X_3X_4X_8$	0	1	0	0	0	0	1	1	Z_2
$X_5X_3X_8$	0	1	1	0	0	0	1	1	Z_3
$X_7X_3X_5X_8$	0	1	1	1	0	0	1	0	Z_4
$X_9X_3X_5X_7$	0	1	1	1	1	0	0	0	\bar{Z}_1
$X_2X_5X_7X_9$	0	0	1	1	1	1	0	0	\bar{Z}_4
$X_8X_2X_5X_7$	0	0	1	1	0	1	1	0	\bar{Z}_3
$\bar{X}_7X_5X_2X_8$	0	0	1	0	0	1	1	1	\bar{Z}_2

По матрице соответствий (табл. 2) получаем систему уравнений:

$$Z_1 = X_1; \bar{Z}_1 = X_9; Z_2 = X_3; \bar{Z}_2 = \bar{X}_7 X_2; Z_3 = X_5 X_3; \bar{Z}_3 = X_2 X_8; Z_4 = X_7 X_3; \bar{Z}_4 = X_2. \quad (2)$$

Таким образом, очевидно, что метод полной минимизации стандартной позиционной структуры является более эффективным, а именно позволяет минимизировать число аппаратов, что способствует снижению стоимости пневмоагрегата, повышению быстродействия, упрощению наладки и обслуживания. Это можно увидеть на рисунке (рис. 3).

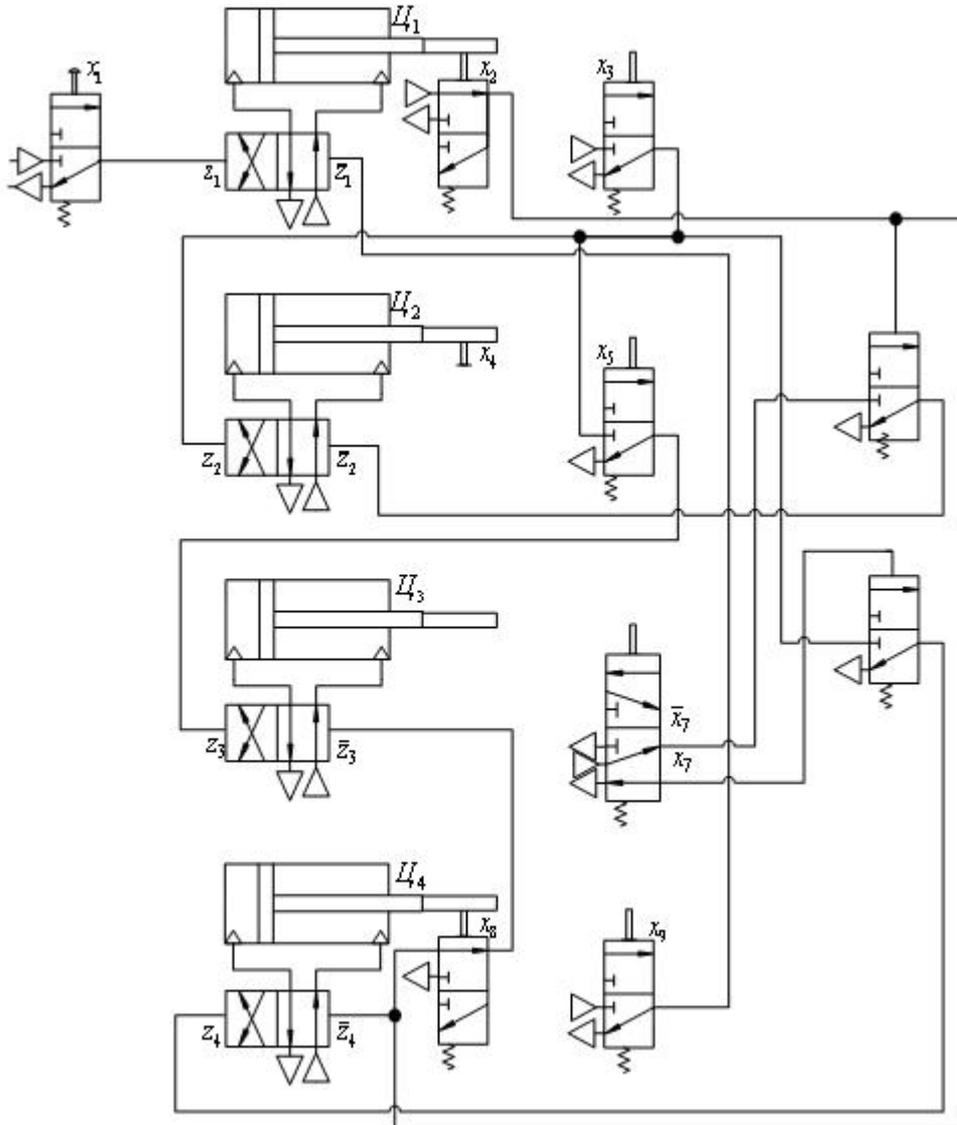


Рис. 3. Минимизированная пневматическая схема управления промышленным роботом

Список литературы: 1. Черкашенко, М.В. Автоматизация проектирования систем гидро- и пневмоприводов с дискретным управлением [Текст] / М.В. Черкашенко. – М.: Машиностроение, 1992. 2. Черкашенко, М.В. Структурный синтез и анализ схем гидропневмоавтоматики [Текст] / М.В. Черкашенко.– Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 297 с.

© Варибрус Р.С., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 699.86

В.А. ВОЛОЩУК, канд. техн. наук; доц. Національного Університету Водного Господарства та Природокористування, Рівне

ВПЛИВ ЗМІННОСТІ ПОГОДНО-КЛІМАТИЧНОГО ЧИННИКА НА НЕВИЗНАЧЕНІСТЬ ПРИ ВИБОРІ ТЕРМІЧНОГО ОПОРУ ОГОРОДЖУВАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ БУДИНКУ

В статье показано, что учет вероятностного характера изменения количества градусо-суток в многолетнем сечении может существенным образом повлиять на неопределенность параметров выбора сопротивления теплопередачи ограждающей конструкции дома.

В статті показано, що урахування імовірнісного характеру зміни кількості градусо-днів у багаторічному перерізі може істотно вплинути на невизначеність параметрів вибору опору теплопередачі огорожувальної конструкції будинку.

It is shown, that consideration of stochastic change of heating degree days over years can substantially affects the vagueness of parameters of choosing thermal resistance of building envelope.

Зважаючи на те, що Україна характеризується високим рівнем питомих тепловтрат існуючих будинків, суттєвого зменшення затрат на їх опалення можна досягти, зокрема, шляхом підвищення термічного опору зовнішнього огороження.

Підвищення теплозахисту огорожувальних конструкцій вимагає додаткових капіталовкладень. Інвестиційна привабливість таких вкладень сьогодні визначається із використанням чотирьох основних загальноприйнятих у світовій економічній практиці показників [1]: чистий дисконтований дохід, індекс дохідності, внутрішня норма дохідності, термін окупності, які є взаємопов'язаними.

На вибір теплозахисту будинку впливає цілий ряд факторів. Одним із них є погодно-кліматичний чинник – кількість градусо-днів.

В існуючих підходах, при вирішенні задачі обґрунтування значення термічного опору огорожувальної конструкції будинку кількість градусо-днів для конкретної території розміщення об'єкта приймається постійною і рівною осередненому в багаторічному перерізі значенню даної величини [2, 3] без урахування коливань цих параметрів як в багаторічному перерізі, так і всередині року, що є сьогодні недостатнім.

Метою роботи є розробка та перевірка методу визначення впливу природної сезонної мінливості погодно-кліматичних чинників у багаторічному перерізі на невизначеність параметрів вибору термічного опору огорожувальної конструкції.

У літературі [4] пропонується декілька підходів, на основі яких можна вибрати оптимальні рішення при управлінні природно-технічними системами з урахуванням стохастичної зміни метеорологічних режимів. Розглянемо так званий байєсівський підхід.

При описанні множин погодно-кліматичних умов $\Omega_D = \{D\}$ як і при описанні дій зі сторони, наприклад, системи теплозабезпечення будівель $\Omega_R = \{R\}$ може бути два випадки. Перший характеризується тим, що множини Ω_D та Ω_R дискретні і включають в себе кінцеву кількість елементів D_1, D_2, \dots, D_m та R_1, R_2, \dots, R_n , що відповідають різним погодним умовам та режимам роботи систем теплозабезпечення. Другий випадок означає, що множини Ω_D та Ω_R неперервні.

Маючи дані про характер множин Ω_D та Ω_R , можна побудувати функцію

$$u = u(D, R), \tag{1}$$

яка показує, який буде ефект при прийнятті деякого рішення $R \in \Omega_R$ і здійсненні погодних умов $D \in \Omega_D$. Ця функція може розглядатися як функція доходу, якщо мова іде про позитивний ефект, функція витрат, якщо описуються витрати тощо.

Отже, для випадку довгострокових рішень при управлінні природно-технічними системами (наприклад, при виборі теплозахисту огорожувальної конструкції), оптимально використати кліматологічну інформацію можна наступним чином.

Якщо через s_{cl_j} позначити кліматологічну стратегію управління, смисл якої полягає у прийнятті одного і того ж рішення R_j , то, згідно байесівського підходу, осереднене значення функції (1) при вибраній стратегії s_{cl_j} буде визначатися за формулою

$$\overline{U}_{cl_j} = \sum_{i=1}^m u(D_i, R_j) P(D_i), \tag{2}$$

де $P(D_i)$ – природна повторюваність відповідного метеофактора або комплексного показника, що характеризує погодно-кліматичні умови у багаторічному перерізі.

Процедура пошуку кліматологічно оптимальної стратегії заключається в розрахунку величин \overline{U}_{cl_j} для всіх $j = \overline{1, n}$ та знаходження серед них екстремуму. Та стратегія, що відповідає екстремальному значенню \overline{U}_{cl_j} і буде, згідно байесівського підходу, кліматологічно оптимальною.

Для неперервних моделей задача пошуку кліматологічно оптимальної байесівської стратегії полягає в знаходженні такого постійного рішення R_j , що не залежить від конкретного стану погоди, при якому середнє в статистичному смислі значення функції

$$\overline{U} = \int_{\langle x \rangle} u(x, R_j) f(x) dx \tag{3}$$

досягає екстремального значення або задовольняє відповідній умові. В цій формулі через $f(x)$ позначений закон розподілу метеофактора (або комплексу метеофакторів), що характеризує особливості клімату території розміщення об'єкта.

В багатьох випадках важливо при оптимізації управління об'єкта (системи), робота якого залежить від погодно-кліматичного чинника, є коливання доходів, втрат тощо, викликаних дією некерованих метеорологічних факторів. Очевидно, що чим більші ці коливання, тим вища невизначеність рішень, що приймаються, і тим менша можливість завчасної компенсації наступних відхилень.

Для зниження «метеорологічної» нестійкості прийнятих рішень можна вибрати стратегію, при якій мінімізується дисперсія ефекту від прийнятого рішення [4]

$$D_s = \sum_{i=1}^m \left[u(D_i, R_j) - \sum_{i=1}^m u(D_i, R_j) P(D_i) \right]^2 P(D_i) \rightarrow \min \tag{4}$$

або

$$D_s = \int_{\langle x \rangle} [u(x, R_j) - \bar{U}]^2 f(x) dx \rightarrow \min. \quad (5)$$

При вирішенні задачі підвищення рівня стійкості прийнятого рішення до дій метеорологічних факторів в роботі [4] також пропонується використовувати не дисперсію коливань, а більш комплексний критерій, який враховує як дисперсію результатів, так і їх середній рівень, тобто коефіцієнт варіації

$$c_v = \frac{\sigma}{U}, \quad (6)$$

де U – осереднене значення (математичне сподівання) ефекту, яке можна визначити за формулою (2) або (3);

$\sigma = \sqrt{D_s}$ – середнє квадратичне відхилення ефекту, що відповідає вибраній стратегії.

Отже, розглянемо задачу вибору термічного опору огорожувальної конструкції будинку, для обігріву якого безпосередньо використовується природний газ. Нехай огороження має форму плоскої нескінченної стінки і складається з декількох однорідних матеріальних шарів. Один із цих шарів – теплоізоляційний, а всі інші – конструктивні. Причому параметри конструктивних шарів відомі, зокрема опір теплопередачі цих шарів – $R_{\Sigma_0}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{град}}{\text{Вт}}$. За рахунок збільшення термічного опору огорожувальної конструкції знижуються тепловтрати через неї, що, у свою чергу, зменшує експлуатаційні витрати на обігрів будинку а також капітальні затрати завдяки зниженню теплової потужності системи опалення будинку.

Повний дисконтований дохід $\text{ДД}_{T_{\text{сн}}}$ за весь термін $T_{\text{сн}}$ експлуатації даного енергозберігаючого заходу розраховується за формулою [1]

$$\text{ДД}_{T_{\text{сн}}} = \sum_{t=0}^{T_{\text{сн}}} \frac{\Delta D_t}{(1+r)^t}, \quad (7)$$

де r – норма дисконту, 1/рік, яку приймемо в даних дослідженнях постійною; ΔD_t – проміжний дохід в t -му році, грн/рік.

Величину доходів в t -му році ΔD_t в даному випадку можна визначити як

$$\begin{aligned} \Delta D_t &= c_{e_t} \cdot \Delta Q_{\text{рік}_t} + c_{r_t} \cdot K = \\ &= \frac{c_{r_t}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{с.о.}}} \cdot T_{\text{оп}_t} \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{о.п.т}}^{\text{сп}}) \cdot F \cdot \left(\frac{1}{R_{\Sigma_0}} - \frac{1}{R_{\Sigma}} \right) \cdot n + c_{r_t} \cdot K, \end{aligned} \quad (8)$$

де c_{e_t} – вартість теплової енергії в t -му році, яка, як буде показано нижче, може суттєво змінюватися, грн/ГДж;

$\Delta Q_{\text{рік}_t}$ – скорочення тепловтрат через огорожувальну конструкцію в t -му році за рахунок улаштування теплової ізоляції, ГДж/рік;

$c_{г_t}$ – вартість палива в t -му році, грн/м³;

Q_n^p – нижча теплота згорання палива, ГДж/м³;

$\eta_{с.о.}$ – ККД системи опалення;

$T_{оп_t}$ – тривалість опалювального періоду в t -му році, доби;

t_b – температура повітря всередині будинку, °С;

$t_{о.п.t}^{cp}$ – середня в опалювальний період температура навколишнього повітря, °С;

F – площа поверхні огороджувальної конструкції, м²;

R_{Σ_0} , R_{Σ} – відповідно опір теплопередачі огороджувальної конструкції до та

після встановлення теплової ізоляції, $\frac{м^2 \cdot град}{Вт}$;

n – коефіцієнт, що залежить від положення огороджувальної конструкції по відношенню до зовнішнього повітря [2];

K – об'єм природного газу, що споживається на такі господарські потреби, як приготування їжі, нагрів води для гарячого водопостачання, м³.

Із формули (8) видно, що значення доходів в t -му році ΔD_t залежить від конструктивних та теплофізичних характеристик огороджувальних конструкцій (F , R_{Σ_0} , R_{Σ}), ККД системи опалення $\eta_{с.о.}$, вартості палива ($c_{г_t}$), а також від погодно-кліматичних умов навколишнього середовища, які визначають тривалість та середню температуру опалювального періоду в t -му році ($T_{оп_t}$, $t_{о.п.t}^{cp}$). Згідно [2] показник, що визначається за виразом $T_{оп} \cdot (t_b - t_{о.п.}^{cp})$, називається кількістю градусо-днів (D).

Якщо паливом є природний газ, то тут необхідно зазначити, що відповідно до постанови Національної комісії з питань регулювання електроенергетики України № 812 від 13 липня 2010 р., з 1 серпня 2010 року в Україні діють такі тарифи на газ для населення, які диференціюються відповідно до річних обсягів споживання. Так, при споживанні природного газу за рік до 2500 м³ вартість 1 м³ цього палива становить 0,73 грн/м³, при споживанні від 2500 до 6000 м³ – 1,10 грн/м³, при споживанні від 6000 до 12000 м³ – 2,25 грн/м³, при споживанні природного газу за рік більше 12000 м³ – 2,69 грн/м³. Тобто у формулі (8) вартість палива зокрема залежить від кількості градусо-днів D .

Згідно байесівського підходу, для врахування імовірнісного закону розподілу кількості градусо-днів у багаторічному перерізі, пропонується вибирати таке значення термічного опору огороджувальної конструкції, при якому середнє в статистичному смислі значення чистого дисконтованого доходу [5]

$$\overline{ЧДД} = \frac{1}{r} \cdot [1 - (1+r)^{-T_{сн}}] \cdot \int_{D_{min}}^{D_{max}} \Delta D(D) \cdot f(D) \cdot dD + \Delta K_{с.о.} - \Delta K_t \quad (9)$$

відповідає прийнятним умовам доцільності влаштування теплозахисту огороджувальної конструкції. Де у формулі (9) прийнято, що $\sum_{t=0}^{T_{сн}} \frac{1}{(1+r_t)^t} = \frac{1}{r} \cdot [1 - (1+r)^{-T_{сн}}]$; $\Delta D(D)$ – функціональна залежність доходу ΔD від кількості градусо-днів D ; $f(D)$ – густина

розподілу кількості градусо-днів; D_{\min} , D_{\max} – відповідно мінімальне та максимальне значення кількості градусо-днів; r – норма дисконту, 1/рік, яку приймемо в даних дослідженнях постійною; $T_{\text{сл}}$ – термін експлуатації даного енергозберігаючого західу.

Термін окупності даного енергозберігаючого західу у даному випадку пропонується визначати як

$$\overline{T}_{\text{ок}} = - \frac{\ln \left(1 - \frac{\Delta K_{\text{с.о.}} - \Delta K_{\text{т.}}}{r \cdot \int_{D_{\min}}^{D_{\max}} \Delta D(D) \cdot f(D) \cdot dD} \right)}{\ln(1+r)}. \quad (10)$$

Для визначення «метеорологічної» невизначеності ЧДД пропонується залежність

$$\sigma_{\text{ЧДД}} = \frac{\sqrt{\int_{D_{\min}}^{D_{\max}} [\text{ЧДД}(D) - \overline{\text{ЧДД}}]^2 \cdot f(D) \cdot dD}}{\overline{\text{ЧДД}}}, \quad (11)$$

де $\text{ЧДД}(D)$ – розрахункове значення ЧДД при певному значенні кількості градусо-днів D ; $\overline{\text{ЧДД}}$ – середнє в статистичному смислі значення чистого дисконтованого доходу і визначається за формулою (9).

Аналогічно для визначення «метеорологічної» невизначеності дисконтового терміну окупності пропонується залежність

$$\sigma_{T_{\text{ок}}} = \frac{\sqrt{\int_{D_{\min}}^{D_{\max}} [T_{\text{ок}}(D) - \overline{T_{\text{ок}}}]^2 \cdot f(D) \cdot dD}}{\overline{T_{\text{ок}}}}, \quad (12)$$

де $T_{\text{ок}}(D)$ – розрахунковий дисконтований термін окупності при певному значенні кількості градусо-днів D ;

$\overline{T_{\text{ок}}}$ – середній в статистичному смислі дисконтований термін окупності, який визначається за формулою (10).

Приведемо приклад розрахунку деяких економічних показників та їх вплив на вибір термічного опору огорожувальної конструкції будинку. При цьому, у першому випадку будемо вважати, що розрахункове значення кількості градусо-днів, як це прийнято в існуючій практиці, постійне і рівне його середньо багаторічному значенню $D = D_{\text{ср}}$. У другому випадку враховуємо щорічну зміну кількості градусо-днів використовуючи розглянутий вище підхід. Вихідні дані приймемо наступні: нижча теплота згорання природного газу $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 35 \text{ МДж/нм}^3$; ККД системи опалення $\eta_{\text{с.о.}} = 90\%$; показник $n = 1$; опір теплопередачі огорожувальної конструкції будинку до влаштування теплової ізоляції $R_{\Sigma_0} = 1 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{град}}{\text{Вт}}$; вартість теплоізоляційного

матеріалу $c_t = 900 \text{ грн/м}^3$; питомі капітальні вкладення в систему опалення, $c_{c.o.} = 1 \text{ грн/Вт}$; термін служби ізоляції 30 років; ставка дисконту $r = 10 \%$; розрахункова температура опалення навколишнього повітря, $t_{p.o.} = -21 \text{ }^\circ\text{C}$; температура повітря всередині будинку, $t_b = +18 \text{ }^\circ\text{C}$.

На рис. 1 наведені графіки зміни ЧДД в залежності від загального опору теплопередачі R_Σ та характеру врахування кількості градусо-днів.

Бачимо, що в даному випадку має місце наявність оптимального значення термічного опору, при якому ЧДД максимальний. Причому, при площі огорожувальної конструкції будинку 220 м^2 це оптимальне значення однакове як при неврахуванні зміни кількості градусо-днів $D = D_{cp} = \text{const}$, так і у випадку врахування варіації кількості градусо-днів в багаторічному перерізі. Разом з тим, видно, що значення чистого дисконтованого доходу без урахуванням зміни величини D більші на значення цього ж показника з урахуванням зміни кількості градусо-днів на протязі років. Очевидно, що й інші показники (термін окупності, індекс дохідності, внутрішня норма дохідності), які безпосередньо пов'язані із ЧДД, будуть відрізнятися від таких, які розраховані при умові неврахування зміни D .

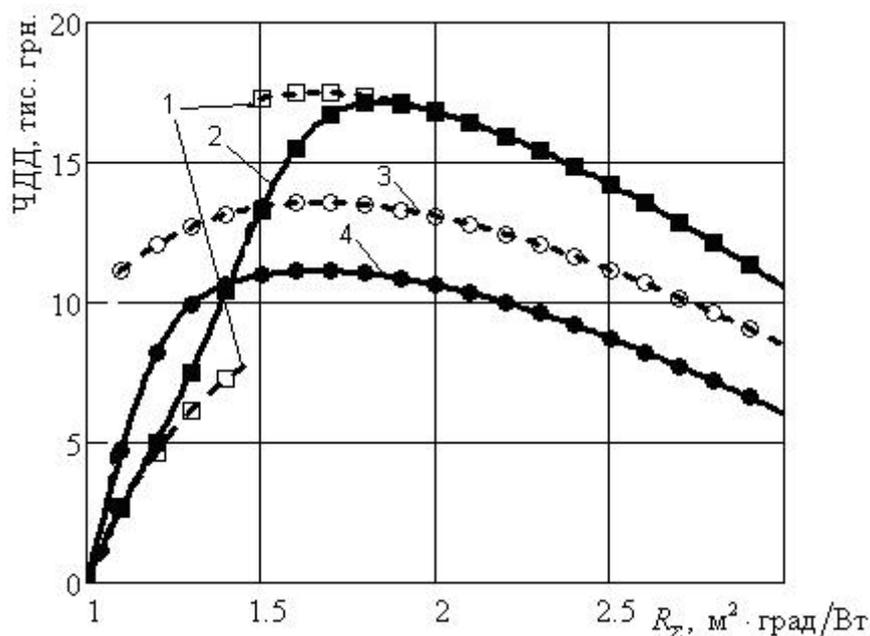


Рис. 1. Зміни ЧДД при влаштуванні теплової ізоляції в залежності від загального опору теплопередачі огорожувальної конструкції R_Σ та характеру врахування кількості градусо-днів:
 1 – при площі огорожувальної конструкції 300 м^2 та неврахуванні зміни кількості градусо-днів;
 2 – при площі огорожувальної конструкції 300 м^2 та врахуванні зміни кількості градусо-днів;
 3 – при площі огорожувальної конструкції 220 м^2 та неврахуванні зміни кількості градусо-днів;
 4 – при площі огорожувальної конструкції 220 м^2 та врахуванні зміни кількості градусо-днів

Із рис. 1 також видно, що уже при площі огорожувальної конструкції 300 м^2 оптимальне значення термічного опору при неврахуванні зміни кількості градусо-днів D становить $R_\Sigma = 1,7 (\text{м}^2 \cdot \text{град}) / \text{Вт}$ і відрізняється від оптимального значення термічного опору при врахуванні зміни кількості градусо-днів в багаторічному перерізі, яке становить $R_\Sigma = 1,8 (\text{м}^2 \cdot \text{град}) / \text{Вт}$. При цьому, якщо прийняти значення термічного

опору $R_{\Sigma} = 1,7 (\text{м}^2 \cdot \text{град})/\text{Вт}$, визначене при умові постійного показника $D = D_{\text{ср}} = \text{const}$, то середньостатистичне ЧДД буде становити 16 тис. грн., а не 17,5 тис. грн.

На рис. 2 наведені графіки зміни дисконтованого терміну окупності в залежності від загального опору теплопередачі R_{Σ} та характеру врахування кількості градусо-днів.

Отже, бачимо, що в даному випадку, при площі огорожувальної конструкції будинку 220 м^2 , дисконтований термін окупності при врахуванні варіації кількості градусо-днів в багаторічному перерізі є більший за цей же показник, але розрахований при умові постійного значення параметра $D = D_{\text{ср}} = \text{const}$. Наприклад, при $R_{\Sigma} = 2,5 (\text{м}^2 \cdot \text{град})/\text{Вт}$ дисконтований термін окупності при врахуванні зміни кількості градусо-днів у багаторічному перерізі становить 5,8 роки, а при неврахуванні зміни кількості градусо-днів – 5 років.

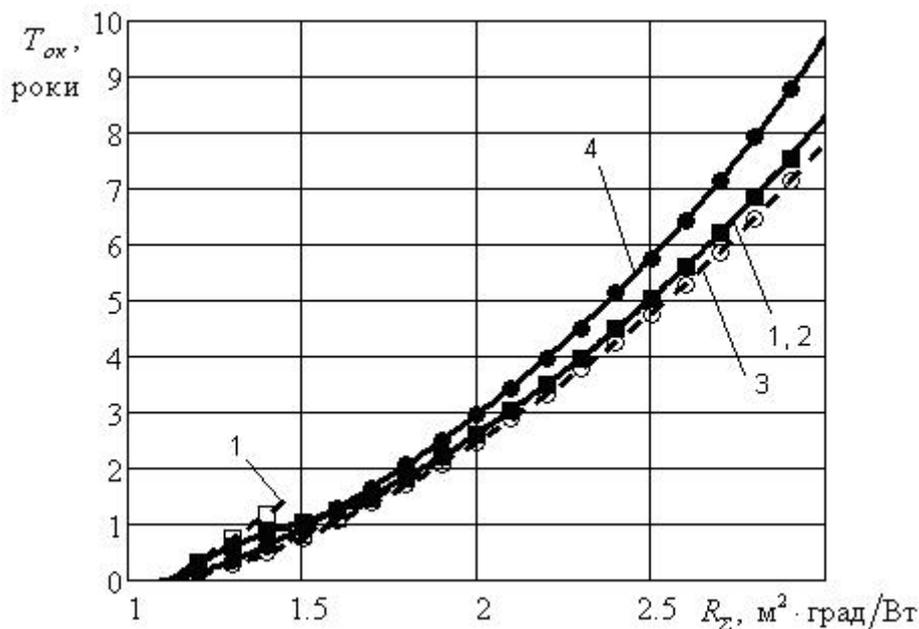


Рис. 2. Зміни дисконтованого терміну окупності при влаштуванні теплової ізоляції в залежності від загального опору теплопередачі огорожувальної конструкції R_{Σ} та характеру врахування кількості градусо-днів:

- 1 – при площі огорожувальної конструкції 300 м^2 та неврахуванні зміни кількості градусо-днів;
- 2 – при площі огорожувальної конструкції 300 м^2 та врахуванні зміни кількості градусо-днів;
- 3 – при площі огорожувальної конструкції 220 м^2 та неврахуванні зміни кількості градусо-днів;
- 4 – при площі огорожувальної конструкції 220 м^2 та врахуванні зміни кількості градусо-днів

На рис. 3 показані графіки грошових потоків у часі при площі огорожувальної конструкції 300 м^2 , розраховані за існуючим підходом (лінія 1), та згідно із запропонованим методом (лінія 2) при збільшенні термічного опору конструкції у два з половиною рази. Також на рис. 3 спеціальними точками, сполученими ломаними лініями, показані графіки грошових потоків, що визначені по реальним даним параметра D для метеостанції Дубно Рівненської області. Необхідно відмітити, що при обчисленні дисконтованих доходів для реальних років враховувалась тільки зміна кількості градусо-днів. Динаміка зміни цін на енергоносії та матеріали протягом років, для спрощень, не враховувалась.

Отже, бачимо, що лінії 1 та 2 співпадають (див. також рис. 1). Це має місце тому, що при даних умовах тариф на природний газ не змінюється. При цьому, відхилення реальних значень грошових потоків від розрахункових не перевищує 5 %.

Абсиси точок перетину горизонталі, що відповідає значенню капітальних затрат на влаштування теплової ізоляції огорожувальної конструкції, з графіком грошових потоків відповідають дисконтованому терміну окупності даного енергозберігаючого заходу. Із рис. 3 бачимо, що за рахунок сезонної змінності кількості градусо-діб даний термін окупності коливається в межах 4,5...5,5 роки, тобто має певну невизначеність.

На рис. 4 показані графіки зміни грошових потоків у часі при площі огорожувальної конструкції 220 м² та загальному термічному опорі $R_{\Sigma} = 2,5$ (м²·град)/Вт, розраховані за існуючим підходом (лінія 1), та згідно із запропонованим методом (лінія 2). Знову ж таки, на рис. 4 спеціальними точками, сполученими ломаними лініями, показані грошові потоки по рокам, що визначені по реальним даним показника D для метеостанції Дубно.

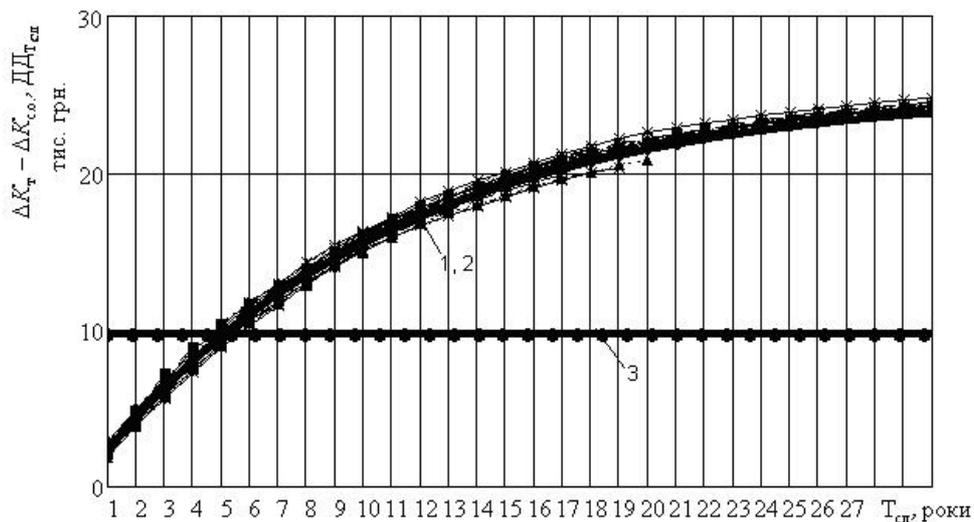


Рис. 3. Грошові потоки при влаштуванні теплової ізоляції в огорожувальній конструкції площею 300 м² та загальному термічному опорі $R_{\Sigma} = 2,5$ (м²·град)/Вт:
1 – розраховані за існуючим методом;
2 – розраховані за запропонованим методом; 3 – капітальні затрати

Отже, бачимо, що лінія 2 проходить нижче ніж лінія 1 (див. також рис. 1). Значення грошових потоків, визначені по фактичним метеорологічним даним, розміщуються навколо лінії 1, яка побудована за запропонованим підходом, і характеризує середні статистичні значення грошових потоків для даних погоднокліматичних умов. Разом з тим, необхідно відмітити досить суттєвий розкид значень грошових потоків, що визначені із урахуванням фактичних метеорологічних даних від лінії 2. Як показав аналіз, такий розкид обумовлений переходом на інший тариф оплати за природній газ за рахунок зміни кількості градусо-діб. При цьому, відхилення реальних значень грошових потоків від розрахованих за запропонованим підходом (лінія 2) сягає 40...50 %. А відхилення реальних значень чистого дисконтованого доходу від його середньостатистичного значення становить 25 %. Лінія 1 на рис. 4 знаходиться вище від лінії 2 і практично осторонь від значень грошових потоків, визначених для фактичних погоднокліматичних умов.

Із рис. 4 бачимо, що дисконтований термін окупності, визначений згідно запропонованого методу становить 5,8 роки (середньостатистичне значення), що може бути економічно доцільним [2]. Хоча тут спостерігається досить суттєва невизначеність цього показника – дійсні значення дисконтованого терміну окупності змінюються в межах 4,5...8 років.

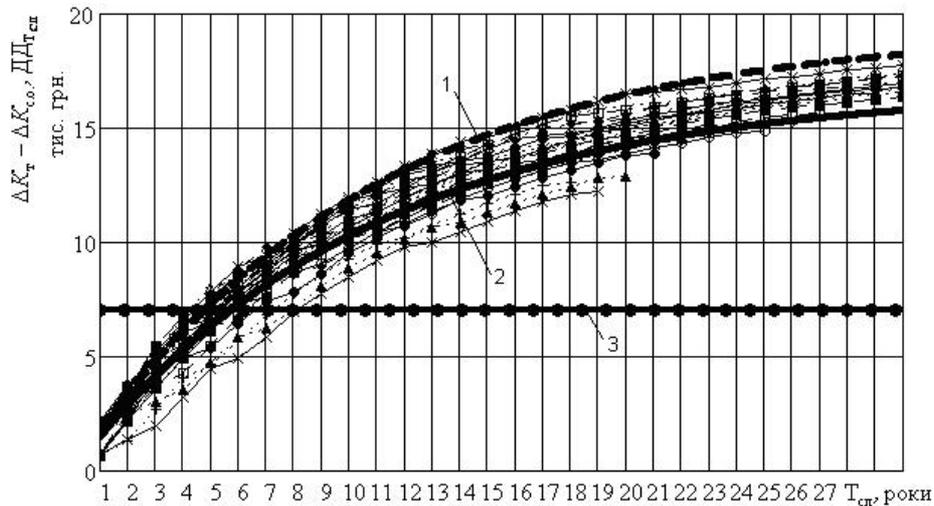


Рис. 4. Грошові потоки при влаштуванні теплової ізоляції в огорожувальній конструкції площею 220 м^2 та загальному термічному опорі $R_{\Sigma} = 2,5 \text{ (м}^2 \cdot \text{град)/Вт}$:
 1 – розраховані за існуючим методом;
 2 – розраховані за запропонованим методом; 3 – капітальні затрати

На рис. 5 наведені графіки зміни коефіцієнта варіації ЧДД $\sigma_{\text{ЧДД}}$ та коефіцієнта варіації терміну окупності $\sigma_{T_{\text{ок}}}$ в залежності від загального опору теплопередачі.

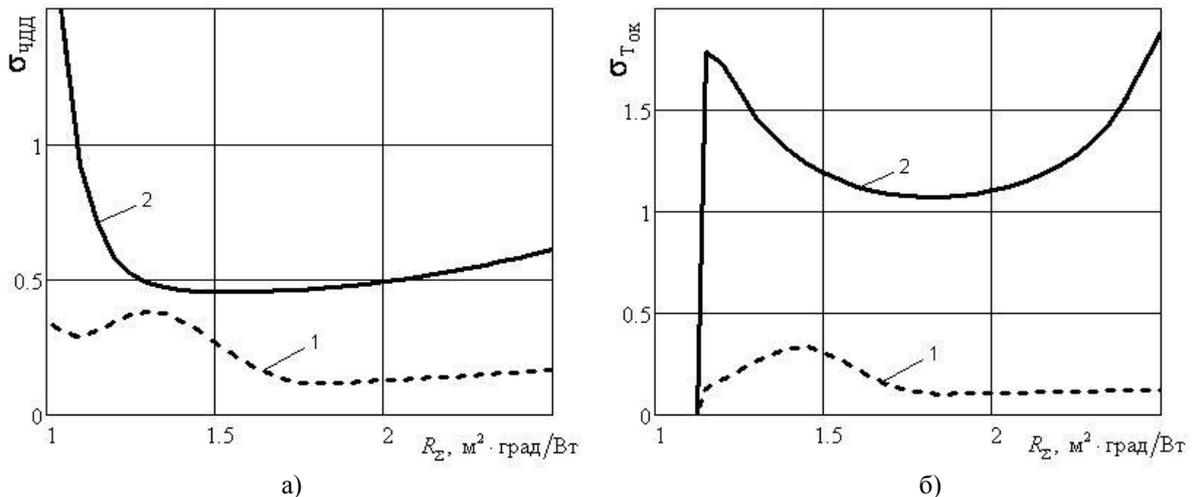


Рис. 5. Зміни коефіцієнта варіації ЧДД $\sigma_{\text{ЧДД}}$ (а) та коефіцієнта варіації терміну окупності $\sigma_{T_{\text{ок}}}$ (б) при влаштуванні теплової ізоляції в залежності від загального опору теплопередачі огорожувальній конструкції R_{Σ} : 1 – при площі огорожувальній конструкції 300 м^2 ; 2 – при площі огорожувальній конструкції 220 м^2

Отже, для площі огорожувальній конструкції 300 м^2 коефіцієнт $\sigma_{\text{ЧДД}}$ незначний і змінюється в межах $0,2 \dots 0,35$ (рис. 5а).

Для площі огорожувальної конструкції 220 м² коефіцієнт варіації ЧДД є вищим ніж при площі 300 м² (рис. 5а). Так при зміні R_{Σ} від 1,5 (м²·град)/Вт до 2,5 (м²·град)/Вт коефіцієнт варіації ЧДД збільшується від 0,45 до 0,60, що є достатньо високим. Значенню $\sigma_{\text{ЧДД}} = 0,6$ відповідає відхилення реальних значень чистого дисконтованого доходу від його середньостатистичного значення до 25 %. Необхідно зазначити, що в даному випадку показник $\sigma_{\text{ЧДД}}$ сягає іще більших значень при $R_{\Sigma} < 1,5$ (м²·град)/Вт.

Для площі огорожувальної конструкції 300 м² коефіцієнт $\sigma_{T_{\text{ок}}}$ також незначний і змінюється в межах 0,2...0,35 (рис. 5б).

Для площі огороження 220 м² коефіцієнт варіації дисконтованого терміну окупності є значно вищим ніж при площі 300 м² (рис. 5б). Так при зміні R_{Σ} від 1,75 (м²·град)/Вт до 2,5 (м²·град)/Вт коефіцієнт варіації $\sigma_{T_{\text{ок}}}$ збільшується від 1,1 до 1,8. Значенню $\sigma_{T_{\text{ок}}} = 1,5$ відповідає зміна дійсних значень дисконтованого терміну окупності в межах 4,5...8 років (див. рис. 4), тобто в даному випадку має місце досить висока міра невизначеності.

Таким чином, наведені матеріали свідчать про необхідність подальшого уточнення методів з обґрунтування опору теплопередачі при влаштуванні теплової ізоляції будинків оскільки при цьому однією з обов'язкових умов є врахування всього спектру зміни кількості градусо-днів, що відображає реалізацію погодно-кліматичних умов на території розміщення об'єкта.

Виходячи з вищенаведеного можна зробити такі висновки:

1 В роботі запропонований метод визначення впливу природної сезонної мінливості погодно-кліматичних чинників у багаторічному перерізі на значення параметрів вибору термічного опору огорожувальної конструкції та їх невизначеність.

2 Проведені за цим підходом розрахунки деяких економічних показників показали про їх можливе суттєве відхилення від показників, розрахованих за існуючим підходом, де кількість градусо-днів приймається постійною, що, у свою чергу, суттєво впливає на вибір термічного опору огорожувальної конструкції.

3 Показано, що зміна кількості градусо-днів у багаторічному перерізі може суттєво вплинути на невизначеність показників, за допомогою яких здійснюють вибір раціонального теплозахисту огорожувальних конструкцій.

Список літератури: 1. Руководство по оценке эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия [Текст] / А.Н. Дмитриев, И.Н. Ковалев, Ю.А. Табунщиков, Н.В. Шилкин. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2005. – 120 с. – ISBN 5-98267-016-2. 2. Теплова ізоляція будівель: ДБН В.2.6-31:2006. – [Чинний від 2007.04.01]. – К.: Мінбуд України, 2006. – 80 с. 3. Строительная климатология и геофизика: СНИП 2.01.01-82. – [Дата введення 1984.01.01]. – М.: Стройиздат, 1983. – 137 с. 4. Жуковский, Е.Е. Метеорологическая информация и экономические решения [Текст] / Е.Е. Жуковский. – Л.: Гидрометеиздат, 1981. – 303 с. 5. Волощук, В.А. Визначення кліматологічно-оптимального опору теплопередачі огорожувальних конструкцій будинків при улаштуванні теплової ізоляції / В.А. Волощук, Н.А. Фроленкова, А.М. Рокочинський [Текст] // Енергетика та електрифікація. – 2011. – № 5. – С. 54-60.

© Волощук В.А., 2012
Надійшла до редколегії 15.02.12

УДК 666.1:66.012.2

В.М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
Д.В. БЕКНАЗАРЯН, ассистент НТУ «ХПИ»;
Е.В. ХАВИН, канд. техн. наук; м.н.с. НТУ «ХПИ»

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ И СРОКА СЛУЖБЫ ОГРАЖДЕНИЯ ВАННОЙ СТЕКЛОВАРЕННОЙ ПЕЧИ

Для определения периода стойкости огнеупорных материалов варочного бассейна стекловаренных печей разработана методика и составлена программа по расчёту скорости физико-химической коррозии огнеупорного бруса. Выполненные расчёты показали результаты, сопоставимые с данными натурального эксперимента, что позволяет использовать предложенную методику для прогнозирования срока службы стенового бруса варочного бассейна на действующих печах.

Для визначення періоду стійкості вогнетривких матеріалів варильного басейну скловарних печей розроблена методика та складена програма розрахунків швидкості фізико-хімічної корозії вогнетривкого бруса. Виконані розрахунки показали результати, що співпадають з даними натурального експерименту, що дозволяє використовувати запропоновану методику для прогнозування строку служби стінового бруса варильного басейну на працюючих печах.

To determine the period of resistance of glass furnaces digester basin refractory materials the method and the program was devised. The calculations showed results comparable with those of a full-scale investigation that allows using the proposed method for predicting at existing furnaces the life of the glass-melting tank wall beam.

Введение. Постановка задачи в общем виде. В настоящее время большое внимание уделяется повышению стойкости огнеупорных брусьев боковых ограждений стекловаренных печей [1–5]. Это связано с необходимостью увеличения кампании печи, уменьшения продолжительности холодных ремонтов, которые ухудшают технико-экономические показатели агрегатов и производства стеклоизделий.

Основным фактором, определяющим длительность кампании стекловаренной печи, является стойкость огнеупорных материалов ограждения варочной зоны, которые подвергаются интенсивному разрушению на уровне зеркала стекломассы в зоне влётов горелок, в районе протока и т.д. (см. рис. 1). Для увеличения срока службы огнеупоров на данных участках рекомендуется ряд мероприятий, однако в большинстве случаев они сводятся к использованию дорогостоящих высокостойких огнеупоров или локальному охлаждению наиболее подверженных разрушению зон огнеупоров.

Цель исследования заключается в разработке методики прогнозирования температурного состояния и диагностики срока службы ограждения в безаварийном режиме путём расчёта скорости коррозии огнеупорного бруса по глубине бассейна варочной зоны печи.

Изложение основного материала. В связи с тем, что длительность кампании печи для варки листового стекла, с использованием бакоровых брусьев в качестве основного огнеупорного материала ограждения составляет более 1500 суток, полагаем теплофизические свойства стекломассы и огнеупора в течение отдельно взятых суток постоянными. Таким образом, задача по определению необходимых величин может рассматриваться как стационарная.

Объектом исследования выбрана стекловаренная печь с глубиной бассейна 1350 мм, высота зоны пламенного пространства 1200 мм, толщиной бруса 250 мм. Минимальное остаточное значение толщины огнеупорного бруса при котором

заканчивается расчёт принято равным 30 мм. В процессе эксплуатации агрегатов чаще всего применяется воздушное охлаждение огнеупоров на уровне зеркала стекломассы.

Определены теплофизические свойства стенового бруса, изготовленного из огнеупорного материала Бакор-33, свойства стекломассы приняты по данным [6]. При этом температура воздуха, который охлаждает наружную поверхность огнеупорного материала принята 30 °С. Высота зоны обдува огнеупора – 200 мм. Охлаждающая система, в виде цепочки плоских сопел, расположена на уровне зеркала стекломассы. Средний расход воздуха на охлаждение стеновых брусьев в первые тридцать месяцев работы печи составлял 0,9 м³/с (интенсивность теплообмена $\alpha = 250$ Вт/(м²·К)) на 1 погонный метр, при давлении 800 Па, а затем был увеличен до 1,2 м³/с ($\alpha = 300$ Вт/(м²·К)) [4, 7]. Участки наружной поверхности ограждения, которые не подвержены принудительному обдуву, охлаждаются естественной конвекцией, величина коэффициента теплоотдачи составляет от 25 до 30 Вт/(м²·К). Считаем, что торцы стенового бруса покрыты идеальной тепловой изоляцией (тепловой поток равен нулю), т.е. $q = 0$.

Температура газового пространства задана равной 1535 °С. Температуру поверхностного слоя стекломассы задаём равной 1450 °С, перепад температуры по глубине бассейна составляет 400 °С. Толщину пристенного слоя стекломассы, примыкающего к огнеупорному брусу принимаем равной 5 мм.

В рассматриваемом случае коэффициент теплопроводности огнеупорного материала λ , линейно зависит от температуры и имеет вид $\lambda = \lambda_0(1 + b \cdot t)$ [8]. Характер зависимости коэффициента теплопроводности стекломассы от температуры носит нелинейный характер и представлен на рис. 2а. Ввиду симметричности задачи, рассматривается левая сторона сечения варочного бассейна стекловаренной печи по ходу движения стекломассы, представляющая собой прямоугольник. Принимая во внимание, что высокий уровень температуры продуктов сгорания в пламенном пространстве (1535–1595 °С), конвективной составляющей суммарного коэффициента теплоотдачи пренебрегаем.

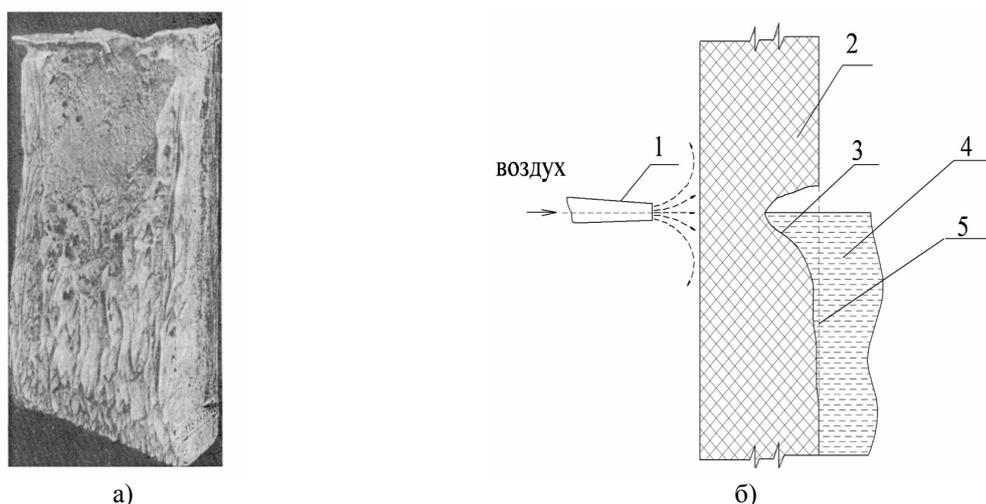


Рис. 1. Стеновой брус ограждения варочной зоны стекловаренной печи:

5 – начальная конфигурация огнеупора; а – общий вид характера разъедания бакорового стенового бруса варочного бассейна; б – расчётная схема фрагмента ограждения варочного бассейна стекловаренной печи с воздушной системой охлаждения: 1 – элемент системы воздушного охлаждения – щелевидное сопло; 2 – огнеупорный брус; 3 – конфигурация коррозии огнеупора; 4 – слой захлажденной стекломассы;

При стационарных условиях передача теплоты от расплава стекломассы к охлаждающей наружную поверхность ограждения среде характеризуется плотностью теплового потока q и определяется общеизвестным выражением [8], Вт/м²

$$q = k \cdot (t_c - t_0), \quad (1)$$

где k – коэффициент передачи тепла, Вт/(м²·К);

t_c – температура расплава стекломассы, контактирующего с огнеупорным брусом, °С;

t_0 – температура охлаждающей среды (воздуха), °С.

В свою очередь коэффициент теплопередачи зависит от ряда параметров: термического сопротивления теплопроводности в слое стекломассы и материалах ограждения бассейна печи, термического сопротивления теплоотдачи от наружной поверхности бруса к охлаждающей воздушной среде, Вт/м²

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_c}{\lambda_c}}, \quad (2)$$

где $\frac{1}{\alpha_0}$ – термическое сопротивление теплоотдаче от наружной поверхности бруса к охлаждающей среде, м²·К/Вт;

$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_m}{\lambda_m}$ – термическое суммарное сопротивление теплопроводности слоя материалов ограждения, м²·К/Вт;

$\frac{\delta_c}{\lambda_c}$ – термическое сопротивление теплопроводности в заоложенном слое стекломассы, который контактирует с огнеупорным материалом, (м²·К)/Вт.

Скорость коррозии огнеупоров в результате действия расплава стекла является основным критерием выбора материала как по длительности срока службы огнеупоров, так и выявления влияния продуктов его растворения на качество выплавляемого стекла. Основываясь на результатах статических испытаний авторами работы [9] были получены константы скорости поверхностной коррозии и сделан вывод, что важнейшим фактором, определяющим скорость коррозии огнеупора, является температура расплава стекломассы, взаимодействующего с огнеупором.

Константу скорости поверхностной коррозии огнеупоров K_y , можно определить согласно закону Аррениуса, мм/сут [9]:

$$\ln K_y = A - \frac{B}{T}; \quad (3)$$

$$K_y = e^{\frac{A-B}{T}}, \quad (4)$$

где $A = 42,0452$, $B = 73008,066$ – коэффициенты кинетических уравнений Аррениуса для огнеупорного материала – Бакора-33; T – температура ограждения на границе огнеупор-стекломасса, К.

Суточную величину коррозии можно рассчитывалась по уравнению [9], мм

$$\Delta = \sqrt{K_y \cdot \tau} = \sqrt{e^{\frac{A-B}{T}} \cdot \tau}, \quad (5)$$

где τ – время взаимодействия со стекломассой, сут.

Коэффициенты, входящие в уравнения (3)–(5), а так же теплофизические свойства стекломассы применимы к расплавам стёкол, имеющих следующий диапазон химического состава основных компонентов стекольной матрицы [6]: SiO₂ – от 60 до 77 %; Na₂O – от 14 до 16 %; CaO – от 6 до 15 %. Следовательно, вышеприведенные коэффициенты могут быть применены для расчёта теплофизических свойств расплавов широкой номенклатуры тарных и листовых стёкол.

На основании разработанной математической модели нами была создана исследовательская программа для расчета скорости коррозии стенового бруса в двумерной постановке, состоящая из следующих блоков:

- исходные данные;
- построение геометрической модели;
- наложение сетки и граничных условий;
- решение – получение температурного поля по толщине огнеупорного бруса;
- расчёт величины коррозии в зависимости от температуры узловых точек на границе «огнеупор-расплав стекломассы»;
- построение новой границы, с учётом коррозии, производится по нормали к конфигурации огнеупора на предыдущем расчётном шаге.

Сформулированная задача решена методом конечных элементов (МКЭ) [10]. Расчетный элемент был получен путем разбиения твердотельной геометрической модели на треугольные элементы с длиной ребра 12,5 мм. Точки пересечения сторон элементов разбиения являются узловыми.

В результате вычислительного эксперимента было получено двумерное распределение температуры по толщине и высоте бруса в зависимости от граничных условий. Далее для всех узловых точек по глубине стекломассы на основании уравнения (5) определялась скорость коррозии огнеупора в зависимости от температуры стенки на границе огнеупор-стекломасса.

Таблица 1

Исходные данные для расчёта

Геометрические параметры*	Значения	Условия теплообмена	Значения
Высота	2550	Температура продуктов сгорания, °С	1535
Толщина	250	Температура воздуха, °С	30
Остаточная толщина огнеупорного бруса на линии зеркала стекломассы в момент останова печи	30	Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·К): – по газовой стороне – по воздушной стороне	147–200 30
Высота зоны обдува	200		
Высота расположения соплового аппарата	1350	Температура стекломассы:	
Толщина охлажденного пристенного слоя расплава стекломассы	5	– на уровне зеркала, °С – на уровне пода, °С	1450 1050

* в мм.

Коэффициенты кинетических уравнений Аррениуса для различных огнеупоров: Бакор-33 $A = 42,045$, $B = 73008,066$; Бакор-41 $A = 47,756$, $B = 84240,076$.

Свойства огнеупора (Бакор-33): коэффициент теплопроводности $\lambda = 4,07 + 2,6867 \cdot 10^{-4}$ Вт/(м·К), плотность $\rho = 2700$ кг/м³.

Свойства расплава тарного стекла: массовая теплоёмкость $C = 669,2$ Дж/(кг·К); плотность $\rho = 2590$ кг/м³.

В результате вычислений были получены данные о двумерной конфигурации изменения толщины огнеупорного материала ограждения варочного бассейна в процессе эксплуатации стекловаренной печи. Также получены значения температуры стенки в зоне коррозии и коэффициентов теплоотдачи в зоне пламенного пространства.

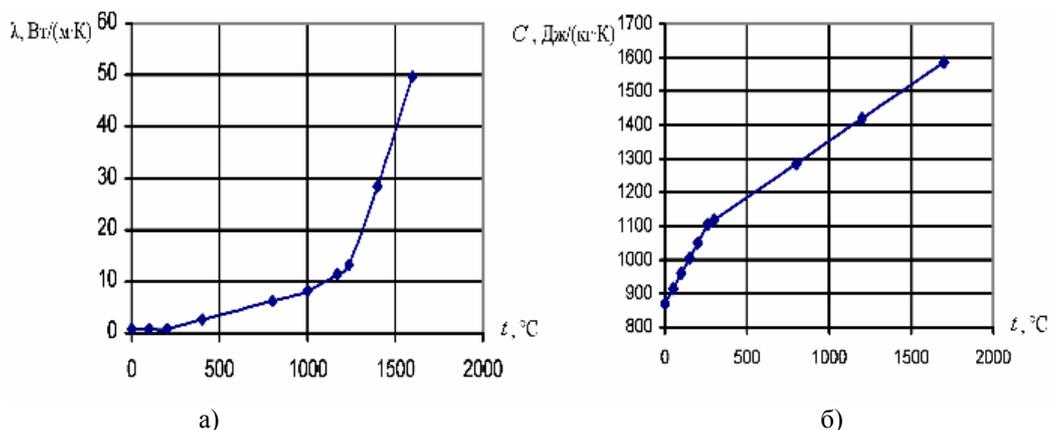


Рис. 2. Теплофизические свойства расплава стекломассы и огнеупорного бруса:
 а – зависимость коэффициента теплопроводности расплава тарного стекла от температуры;
 б – зависимость теплоёмкости огнеупорного материала Бакор-33 от температуры

Сравнительный анализ результатов показал (см. табл. 2 и рис. 3), что на заключительном этапе периода кампании печи, день 1467 и 1651, отличие расчётных данных от экспериментальных по остаточной толщине огнеупора составило:

- на уровне зеркала стекломассы 32,57 % (19 мм) и 10,98 % (4,68 мм);
- на глубине 400 мм от зеркала стекломассы 14,49 % (32,79 мм) и 0,41 % (0,772 мм), соответственно.

Таблица 2

Остаточная толщина огнеупорного материала

Расстояние от зеркала стекломассы, мм	Толщина огнеупора, м		Относительная погрешность, %	Толщина огнеупора, м		Относительная погрешность, %
	Расчёт	Эксперимент [1]		Расчёт	Эксперимент [1]	
	День 1467			День 1651		
0	39,33	58,33	32,57	37,96	42,64	10,98
50	93,53	56,55	65,39	91,74	41,67	120,16
100	101,9	68,45	48,87	99,92	53,57	86,52
150	123,83	116,07	6,69	121,26	74,40	62,98
200	136,81	125	9,45	133,80	89,29	49,85
250	149,27	119,05	25,38	145,88	101,19	44,16
300	161,83	179,76	9,97	158,15	148,81	6,28
350	174,57	207,14	15,72	170,76	181,55	5,94
400	193,4	226,19	14,49	189,7	190,48	0,41

Учитывая то, что остаточная толщина огнеупорного бруса бассейна [9], в рассматриваемом сечении составляет от 30 до 42 мм, расхождение данных вычислений и эксперимента (среднего значения) на линии зеркала стекломассы составляет 18,76 %.

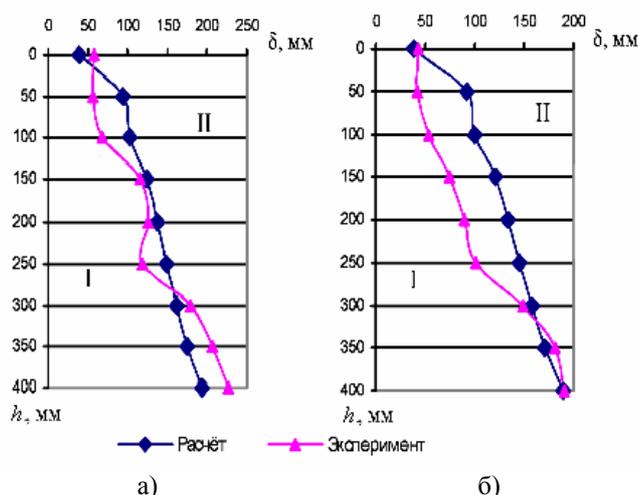


Рис. 3. Толщина огнеупорного материала на протяжении кампании печи на глубинах до 400 мм от зеркала стекломассы: I – огнеупорный брус; II – расплав стекломассы; а – после 1467 дней работы; б – после 1651 дня

Выводы: Разработана методика решения задачи коррозионного износа огнеупорного бруса ограждения варочного бассейна стекловаренной печи в расплаве многощелочного тарного стекла в двумерной постановке с учетом зависимости теплофизических свойств огнеупорных материалов от температуры. Определена длительность кампании печи, сопоставимая с данными эксперимента [9]. Выполнен сравнительный анализ конфигурации остаточной толщины огнеупорных материалов по глубине варочного бассейна печи, показавший возможность использования расчётной методики по определению конфигурации огнеупорного материала на заключительных этапах кампании печи на глубинах до 400 мм от зеркала расплава стекломассы. Разработанная методика может быть использована для расчета длительности кампании печи, а также для диагностики состояния огнеупорной кладки варочного бассейна высокопроизводительных стекловаренных печей ванного типа.

Список литературы: 1. Козлов, А.С. Теплотехника регенеративных стекловаренных печей [Текст] / А.С. Козлов. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 143 с. 2. Матвеев, Г.М. Энергосбережение при варке стекла [Текст] / Г.М. Матвеев, В.В. Миронов, Э.М. Раскина, К.А. Тарасевич // Стекло и керамика. – 1998. – № 11. – С. 10-11. 3. Волгина, Ю.М. Теплотехническое оборудование стекольных заводов [Текст]: учеб. для техникумов / Ю.М. Волгина. – М.: Стройиздат, 1982. – 276 с. 4. Будов, В.М. Продление межремонтного периода работы стекловаренных печей – резерв увеличения выпуска листового стекла [Текст] / В.М. Будов // Стекло и керамика. – 1975. – № 4. – С. 4-7. 5. Апаннина, А.Т. Стойкость огнеупоров при варке стекла С48-3 [Текст] / А.Т. Апаннина // Стекло и керамика. – 1984. – № 7. – С. 12-13. 6. Племяніков, М.М. Хімія та теплофізика скла [Текст]: навч. посібник / М.М. Племяніков, О.А. Крупа. – К.: НТУУ «КПІ», 2000. – 560 с. 7. Хавин, Е.В. Закономерности процессов оптимального воздушного охлаждения плавильных реакторов стекловаренного производства [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.08; защищена 18.11.2010; утв. 23.02.2011 / Хавин Евгений Валерьевич. – Х.: НТУ «ХПИ», 2010. – 146 с. 8. Исаченко, В.П. Теплопередача [Текст]: учеб. для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с. 9. Кучерявый, М.Н. Кинетика коррозии огнеупоров расплавом многощелочного тарного стекла [Текст] / М.Н. Кучерявый // Стекло и керамика. – 1985. – № 3. – С. 22-27. 10. Сегерлинд, Л. Применение метода конечных элементов [Текст] / Л. Сегерлинд. – М.: Мир, 1979. – 392 с.

© Кошельник В.М., Бекназарян Д.В., Хавин Е.В., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

CONTENTS

**POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT**

Boiko A.V., Govorushchenko Yu.N., Burlaka M.V., Barannik V.S.
TURBINE CASCADE PROFILE 3D OPTIMIZATION6

Serbin S.I., Mostipanenko G.B., Kozlovsky A.V.
INVESTIGATION OF TRANSIENT COMBUSTION PROCESS IN GAS TURBINE COMBUSTOR 11

Tarelin A.A., Annopolskaya I.Y., Antipcev Y.P., Parshin V.V.
INFORMATIVE-INSTRUMENTAL SYSTEM FOR OPTIMIZATION AND IDENTIFICATION PROBLEM SOLUTION DURING POWER ENGINEERING DESIGN AND TWEAKING..... 17

Shvetsov V.L., Uss A.N., Gavrilova V.V.
MODERNIZATION OF CONDENSERS FOR TURBINES K-1000-60/1500-2M AT ROSTOVSKAYS AND BALAKOVSKAYA NPP BY REPLACING TUBE SYSTEM MATERIALS AND DEVELOPMENT OF «BLOCK AND MODULAR» DESIGN.....26

Tarasov A.I., Dolgov A.I., Litvinenko O.A.
THE USE OF 2D THERMAL MODELS FOR ANALYSIS OF COOLED GAS TURBINE COMPONENTS36

Kislov O.V.
THE ESTIMATION OF WATER STEAM REQUIREMENT FOR CONVECTIVE COOLING OF GAS TURBINE BLADES IN CONVERTED GAS TURBINE ENGINE.....42

Rublevskiy Y.V., Dotsenko V.N.
EXPERIENCE OF APPLICATION BRUSH SEALING FOR IMPROVEMENT OF PARAMETERS AVIATION GAS-TURBINE ENGINE AND STATIONARY POWER PLANT45

Shvetsov V.L., Babayev I.N.
RESULTS OF ANALYSIS OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF TURBINE K-1100-60/1500-2M UNDER IMPULSE UNLOADINGS ON COMMAND OF THE EMERGENCY CONTROL AUTOMATICS OF THE ELECTRICAL NETWORKS50

Shubenko A.L., Bystritskiy L.N., Goloshchapov V.N., Kasilov V.I., Kasilov O.V., Kozlovkov A.Yu.
DETERMINATION OF THE STEAM DENSITY AT THE LAST STAGE OF LPC FOR THE LOW FLOW RATE MODES59

Sukhinin V.P., Pugachova T.N.
ANALYSIS OF THE EVALUATION FACTORS FOR STRESS CONCENTRATION AND DEFORMATION IN UNLOADED DITCH OF STEAM TURBINE ROTOR.....68

Rusanov A.V., Solovey V.V., Goloshchapov V.N.
THERMAL GASDYNAMIC CHARACTERISTICS OF EXPANSION TURBINE FOR HYDROGEN LIQUEFACTION PLANT WITH THERMOSORPTION COMPRESSOR.....76

Vanyeyev S.M., Getalo V.V., Korolov S.C.
INVESTIGATION OF JET-REACTIVE TURBINE FOR EXPANSION TURBINE.....82

Subotovich V.P., Yudin Yu.A., Yudin A.Yu., Temchenko S.A.
THE TEST RESULTS OF CALCULATION METHOD OF FLOW IN AN ANNULAR DUCT91

Duel M.A., Kanyuk G.I., Pryhodko A.V., Fursova T.N.

TO CHOICE OF CRITERION OF OPTIMAL MANAGEMENT BY POWER BLOCK OF THE THERMAL ELECTRIC STATION IN STARTING MODES95

Shekhter M.V., Klienrock I.Y.

MODERN ELECTROHYDRAULIC CONTROL AND PROTECTION SYSTEM OF STEAM TURBINES DEVELOPED BY THE URAL TURBINE PLANT 105

Koshelnik O.V., Chorna N.A.

THERMODYNAMIC CYCLES EFFICIENCY DEFINITION IN HYDROGEN POWER INSTALLATIONS113

Gubarev A.V., Kuleshov M.I., Pogonin A.A.

IMPROVING THE EFFECTIVENESS OF AUTONOMOUS HEAT SUPPLY SYSTEMS WITH THE USE IN THEM OF CONDENSATION TYPE HEAT GENERATORS 117

Kavercev V.L., Nalizko O.V., Usik U.N.

FLOW DIAGRAM OF REPAIR CYCLES ORGANIZATION OF NUCLEAR AND THERMOELECTRIC POWER UNITS WITH TAKE INTO ACCOUNT EQUIPMENT DIAGNOSTICS RESULTS..... 126

Gaponov V.S., Naumov A.I., Ostapchuk Yu.A.

ESTIMATION OF A RESIDUAL RESOURCE GEAR MUFFS THE GAS TURBINE 131

Gerasimenko V.P., Tkachuk A.S., Ytsishin A.A.

ABOUT POLARS OF STRAIGHT-WALL DIFFUSERS 137

Fenchenko V.N., Kravchenko V.O., Momot V.I.

SIMULATION OF UNSTEADY FLOWS OF DISPERSE SYSTEMS WITH VISCOUS DISPERSION MEDIUM AND FIRM, STRONGLY INHOMOGENEOUS DISPERSED PHASE, BEARING AN ELECTRIC CHARGE 143

Grun A.I., Yurkovsky S.Y., Klimchuk A.A.

MODERN METHODS OF DESIGNING OF SYSTEMS WARMLY - AND COOLINGS WITH APPLICATION OF THE POWER SAVING UP EQUIPMENT. PRACTICAL REALIZATION OF PROJECTS 150

Belyaeva V.V., Berlov A.V., Klim V.J.

THE HEAT TRANSFER PARAMETERS DETERMINATION OF MULTILAYER CONSTRUCTION ELEMENTS..... 154

Varybrus R.S.

THE SYNTHESIS OF CHARTS OF PNEUMATIC AGGREGATE THE INDUSTRIAL ROBOT 164

Voloshchuk V.A.

INFLUENCE OF CHANGE OF CLIMATIC PARAMETER ON VAGUENESS WHEN CHOOSING THERMAL RESISTANCE OF BUILDING ENVELOPE 168

Koshelnik V.M., Becknazarjan D.V., Havin E.V.

PREDICTION OF TEMPERATURE CONDITIONS AND THE LIFE OF THE GLASS-MELTING TANK WALL..... 178

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

«ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ»

№ 8, 2012 р.

Науковий редактор А.В. Бойко
Технічний редактор С.П. Науменко

Відповідальний за випуск
І.Б. Обухова

Видання російською мовою

Обл. вид. № 52-12.

Підписано до друку 29.03.2012 р. Формат 60x90¹/₈. Папір офсетний 80 г/м².

Друк – цифровой. Обл. – вид. арк. 9,0.

Наклад 200. Зам. № 0352/04.12.

НТУ «ХПІ», 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Видавничий центр НТУ «ХПІ».
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000 р.
Віддруковано в типографії ТОВ «Друкарня Мадрид»
61024, м. Харків, вул. Ольмінського, б. 8
т. (057) 717-41-79
