

13'2013



*Енергетичні  
та теплотехнічні  
процеси й устаткування*

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

**ВІСНИК**  
**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО**  
**УНІВЕРСИТЕТУ**  
**«ХПІ»**

*Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*

№ 13(987) 2013

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків  
НТУ «ХПІ», 2013

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ».** Збірник наукових праць.  
Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2013.  
– № 13(987). – 158 с.

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

Збірник виходить українською та російською мовами

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1-05 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).*

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

**Координаційна рада:**

Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (голова);  
К.А. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (секретар);  
А.П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф. С.І. СОКІЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;  
Є.Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А.В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;  
Ф.Ф. ГЛАДИЙ, д-р техн. наук, проф.; М.Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;  
А.І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В.Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;  
В.Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І.Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;  
В.В. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю.І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;  
П.О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В.Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;  
С.І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В.М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук, проф.;  
В.І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Г.В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.;  
О.К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; В.І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.;  
П.Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.; В.А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.;  
М.І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В.Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.;  
Г.М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.; Ю.В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.;  
М.А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

**Редакційна колегія серії:**

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

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

**Члени редколегії:** Е.Г. Братуга, д-р техн. наук, проф.; А.М. Ганжа, д-р техн. наук, проф.;  
В.І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.; С.В. Ершов, д-р техн. наук, проф.;  
О.В. Ефімов, д-р техн. наук, проф.; 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; М.О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.;  
О.І. Тарасов, д-р техн. наук, проф.; М.В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.;  
О.Л. Шубенко, д-р техн. наук, чл.-кор. НАНУ

З номеру 42'2012 Вісник НТУ «ХПІ» має власну подвійну нумерацію: № 42 (948)

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».  
Протокол № 2 від 12 лютого 2013 р.

ЗМІСТ

**Енергетичні та теплотехнічні  
процеси й устаткування**

<b>ГНЕСИН В.И., КОЛОДЯЖНАЯ Л.В., ЖАНДКОВСКИ Р.</b> Численный анализ нестационарных нагрузок и колебаний лопаток компрессорной ступени в трехмерном потоке вязкого газа с учетом протечек в радиальном зазоре.....	5
<b>БОЙКО А.В., МАКСЮТА Д.И.</b> Верификация численного расчета работы ступени осевой турбины с учетом периферийной протечки.....	18
<b>СЕВЕРИН В.П., НИКУЛИНА Е.Н., ГОДЛЕВСКАЯ К.Б.</b> Многоцелевая оптимизация систем управления паровой турбиной К-1000-60/1500 на основе векторной целевой функции.....	24
<b>ГОЛОЩАПОВ В.Н., АЛЁХИНА С.В., СИМБИРСКАЯ О.А.</b> Моделирование потока рабочей среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной стенкой.....	30
<b>СУББОТОВИЧ В.П., ЮДИН Ю.А., ЮДИН А.Ю., БОЯРШИНОВ А.Ю.</b> Исследование прикорневой зоны рабочей лопатки турбины.....	34
<b>ГРИЗУН М.Н., ЕРШОВ С.В.</b> Численное моделирование многомерных сжимаемых течений с помощью метода Ньютона.....	38
<b>СТЕПЧЕНКО А.С., КАБАНОВ А.Ф., ДУДКИНА Е.Н.</b> Экспериментальное определение динамических характеристик корпусов ЦНД турбин «стержневого» типа и анализ их демпфирующих свойств.....	47
<b>СУХИНИН В.П., ПУГАЧЕВА Т.Н.</b> Критерии, определяющие долговечность высокотемпературных роторов паровых турбин.....	56
<b>КОСТЮК В.Е., КИРИЛАШ Е.И.</b> Численное моделирование теплового состояния укрытия газотурбинного двигателя для привода газоперекачивающего агрегата.....	63
<b>ЕФИМОВ А.В., ГОНЧАРЕНКО А.Л., ГОНЧАРЕНКО Л.В.</b> Система глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из котельных агрегатов.....	73
<b>АБДУЛИН М.З., СЕРЫЙ А.А.</b> Изотермические исследования модулей горелочных устройств на основе струйно-нишевых систем.....	81
<b>СЕРБИН С.И., ГОНЧАРОВА Н.А.</b> Сравнительный анализ способов газификации углей различного морфологического состава.....	89
<b>БЕЗРОДНЫЙ М.К., ПРИТУЛА Н.А.</b> Об оптимальных условиях работы теплонасосных систем отопления при использовании возобновляемых источников теплоты.....	94

<i>ГАНЖА А.М., МАРЧЕНКО Н.А., ПІДКОПАЙ В.М.</i> Обґрунтування варіантів реконструкції системи тепlopостачання житлового масиву з використанням математичного моделювання теплових втрат при транспортуванні теплоносія.....	104
<i>ТАРАСОВА В.А., ХИМЕНКО А.В.</i> Выбор рациональных геометрических параметров элемента электрического теплового аккумулятора .....	110
<i>КОШЕЛЬНИК О.В., ЗАЄЦЬ О.М., КОШЕЛЬНИК В.М.</i> Прогнозування режимних параметрів теплоносіїв регенеративних доменних повітрянагрівачів для розрахунків теплоутилізатора димових газів .....	116
<b><u>ВЕСЕЛОВСЬКИЙ В.Б.</u></b> , <i>САМУНЬ Р.О.</i> Дослідження та відновлення функції тепловиділення в вузлах тертя за температурними даними .....	125
<i>КАПУСТЯНСЬКИЙ А.О.</i> Динаміка зміни якості твердого палива, що надходить на ТЕС .....	131
<i>КЛИМЧУК А.А., ШРАМЕНКО А.Н.</i> Методы интенсификации процессов разрядки в каналах аккумуляторов тепла на основе твердых материалов .....	136
<i>ВОДКА А.А., ТРУБАЕВ А.И.</i> Методика прогнозирования ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин .....	140
<i>СЛАБЧЕНКО О.Н.</i> К одномерной теории идеальной ступени осевой турбины.....	149

УДК 621.165

**В.И. ГНЕСИН**, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАН Украины, Харьков;  
**Л.В. КОЛОДЯЖНАЯ**, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН Украины, Харьков;  
**Р. ЖАНДКОВСКИ**, д-р техн. наук; проф. ИПМ ПАН, Гданьск, Польша

### **ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ НЕСТАЦИОНАРНЫХ НАГРУЗОК И КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ В ТРЕХМЕРНОМ ПОТОКЕ ВЯЗКОГО ГАЗА С УЧЕТОМ ПРОТЕЧЕК В РАДИАЛЬНОМ ЗАЗОРЕ**

Проведено численное моделирование трехмерного нестационарного потока вязкого газа и аэроупругого поведения лопаток в компрессорной ступени с учетом протечек в радиальном зазоре на основе решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток. Представлены результаты численного анализа структуры потока, нестационарных нагрузок, амплитудно-частотных спектров колебаний лопаток и потерь энергии при наличии протечек через радиальный зазор.

**Ключевые слова:** компрессорная ступень, вязкий газ, нестационарные нагрузки, упругие колебания лопаток, связанная задача.

**Введение.** Чрезвычайно актуальной является проблема прогнозирования аэроупругого поведения высоконагруженных лопаточных венцов компрессоров и вентиляторов. Существенное влияние на распределение газодинамических параметров в ступени, особенно в периферийных зонах, может оказывать протечка через радиальный зазор между рабочей лопаткой и наружным ободом. Протечка влияет также на нестационарные нагрузки, аэроупругие колебания рабочих лопаток и на потери в компрессорной ступени.

Исследованию влияния радиальной протечки на структуру потока в компрессорной ступени посвящены работы [1–3], в которых основное внимание уделено взаимодействию протечки и пространственных отрывных зон с учетом нестационарных эффектов, вызванных колебаниями лопаток по заданному закону. В качестве математической модели использован трехмерный метод Эйлера.

В последнее время развиты подходы для исследования аэроупругого поведения лопаточных венцов в трехмерном потоке вязкого газа [4, 5], основанные на параллельно-последовательном по времени интегрировании уравнений движения газа и колебаний лопаток с обменом информацией на каждом шаге интегрирования.

Необходимость моделирования переходных аэроупругих процессов и прогнозирования влияния протечки через радиальный зазор на нестационарные эффекты и потери энергии требует разработки численных методов решения связанных задач нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток в трехмерном потоке вязкого газа с учетом радиальных протечек.

В данной работе предложен численный метод решения связанной задачи и проведен анализ аэроупругих колебаний рабочих лопаток и потерь энергии в трехмерном потоке вязкого газа в ступени осевого компрессора с учетом протечек в радиальном зазоре.

**Аэродинамическая модель.** Трехмерный поток вязкого газа через ступень осевого компрессора рассматривается в физической области, включающей ротор, вращающийся с постоянной угловой скоростью, и неподвижный спрямляющий аппарат (статор).

Меридиональное сечение компрессорной ступени показано на рис. 1. Цифрами

---

© В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, Р. Жандковски, 2013

на рис. 1 указаны номера исходных сечений, формирующих лопасти ротора и статора. Тангенциальные сечения исходных профилей ротора и статора показаны на рис. 2.

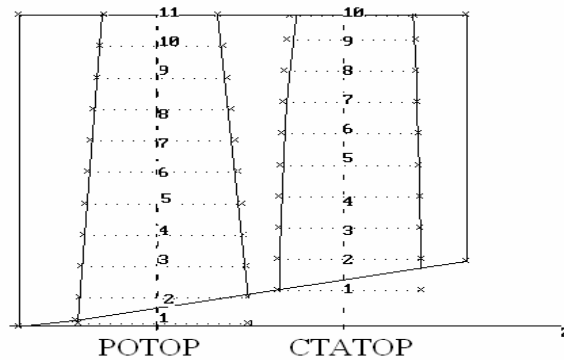


Рис. 1 – Меридиональная проекция осевого компрессора

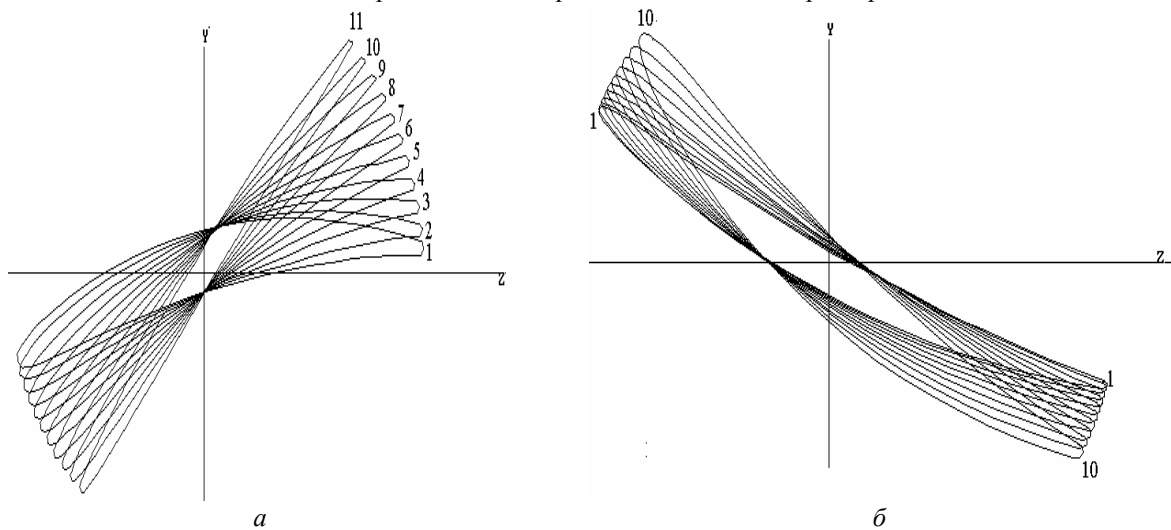


Рис. 2 – Тангенциальные сечения исходных профилей: а – ротор; б – статор

Пространственный нестационарный трансзвуковой поток вязкого газа через ступень осевого компрессора описывается полной системой осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, представленной в интегральной форме законов сохранения во вращающейся с постоянной угловой скоростью  $\omega$  системе координат [5]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega + \oint_{\sigma} \bar{F} \cdot \bar{n} d\sigma + \int_{\Omega} H d\Omega = \int_{\sigma} \bar{R} \cdot \bar{n} d\sigma, \quad (1)$$

где  $\Omega$  – конечный объем, ограниченный поверхностью  $\sigma$ ;  $U$  – символический вектор консервативных переменных;  $\bar{F}$  и  $\bar{R}$  – символические векторы конвективных и вязких потоков;  $H$  – источниковый член в неинерциальной системе координат.

Для расчета вязких потоков используется алгебраическая модель турбулентности Болдвина-Ломакса [6].

**Динамическая модель.** Динамическая модель колеблющейся лопасти с использованием модального подхода приводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм [4].

Учитывая неперiodичность потока в окружном направлении на шаге статора из-за колебаний лопаток, расчетная область включает зону периодичности, содержащую  $k_1$

лопаток ротора и  $k_2$  лопаток статора, где  $k_1$  и  $k_2$  – взаимно простые натуральные числа, пропорциональные числам лопаток ротора и статора. Таким образом, угловая протяженность зоны периодичности (расчетной области) равна

$$T = \frac{2\pi}{z_{\text{рот}} + z_{\text{ст}}}(k_1 + k_2).$$

Разностная сетка содержит  $(k_1 + k_2)$  – сегментов. Каждый сегмент включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу ротора или статора. Каждый из сегментов расчетной области дискретизируется с использованием гибридной  $H$ – $O$  разностной сетки. При этом разностная сетка в каналах статора и внешняя  $H$ -сетка в каналах ротора остаются недеформированными в течение всего расчета, а внутренняя  $O$ -сетка в каналах ротора перестраивается на каждой итерации по заданному алгоритму в соответствии с перемещением колеблющейся лопатки.

**Численные исследования.** На рис. 3 показаны разностные сетки ротора (рис. 3а) и статора (рис. 3б) в меридиональной плоскости. Количество разностных слоев в радиальном направлении составляет 44 в пределах лопатки ротора и 6 в пределах радиального зазора.

На рис. 4 показаны разностные сетки в тангенциальной плоскости: для периферийного сечения ротора (рис. 4а), фрагмент разностной сетки в радиальном зазоре в окрестности входной кромки ротора (рис. 4б) и в периферийном сечении статора (рис. 4в). Плотность разностных сеток в тангенциальном сечении составляет: для канала ротора  $H$ -сетка включает 2660 ячеек и  $O$ -сетка  $392 \times 49 = 19208$  ячеек, для канала статора  $H$ -сетка включает 2208 ячеек и  $O$ -сетка  $360 \times 47 = 16920$  ячеек.

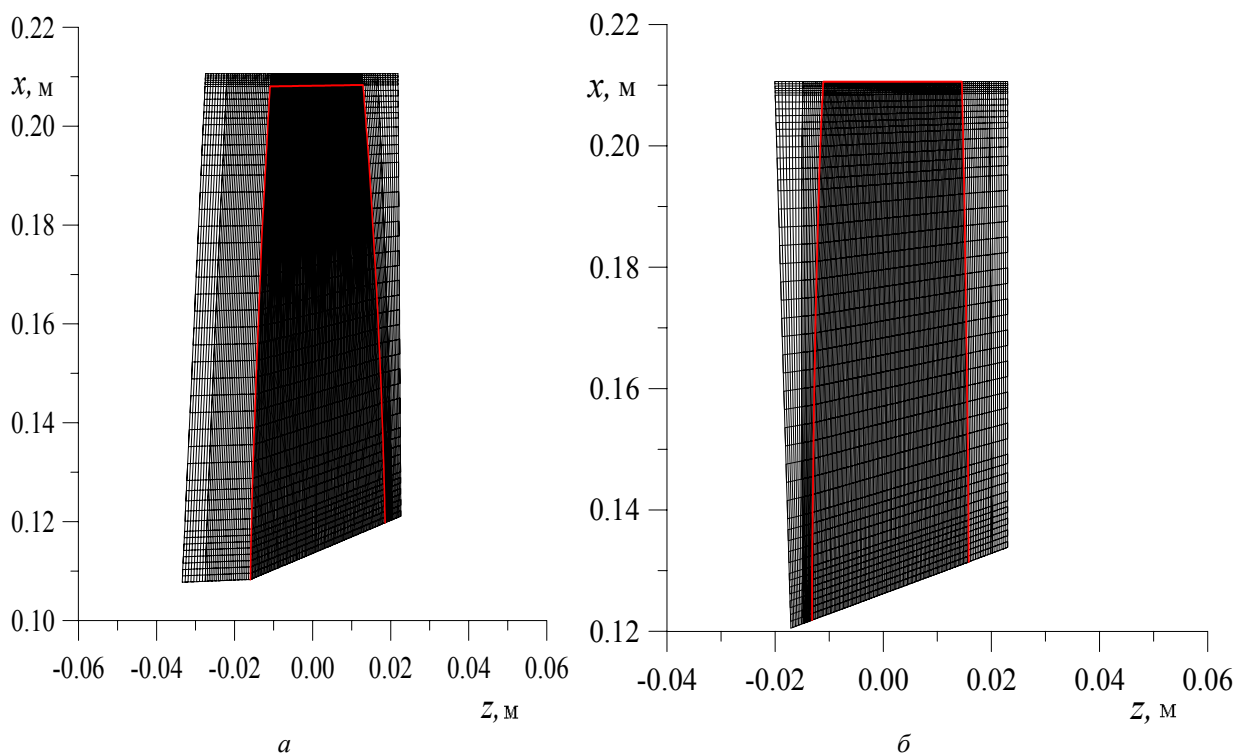


Рис. 3 – Меридиональное сечение разностной сетки: а – ротор; б– статор



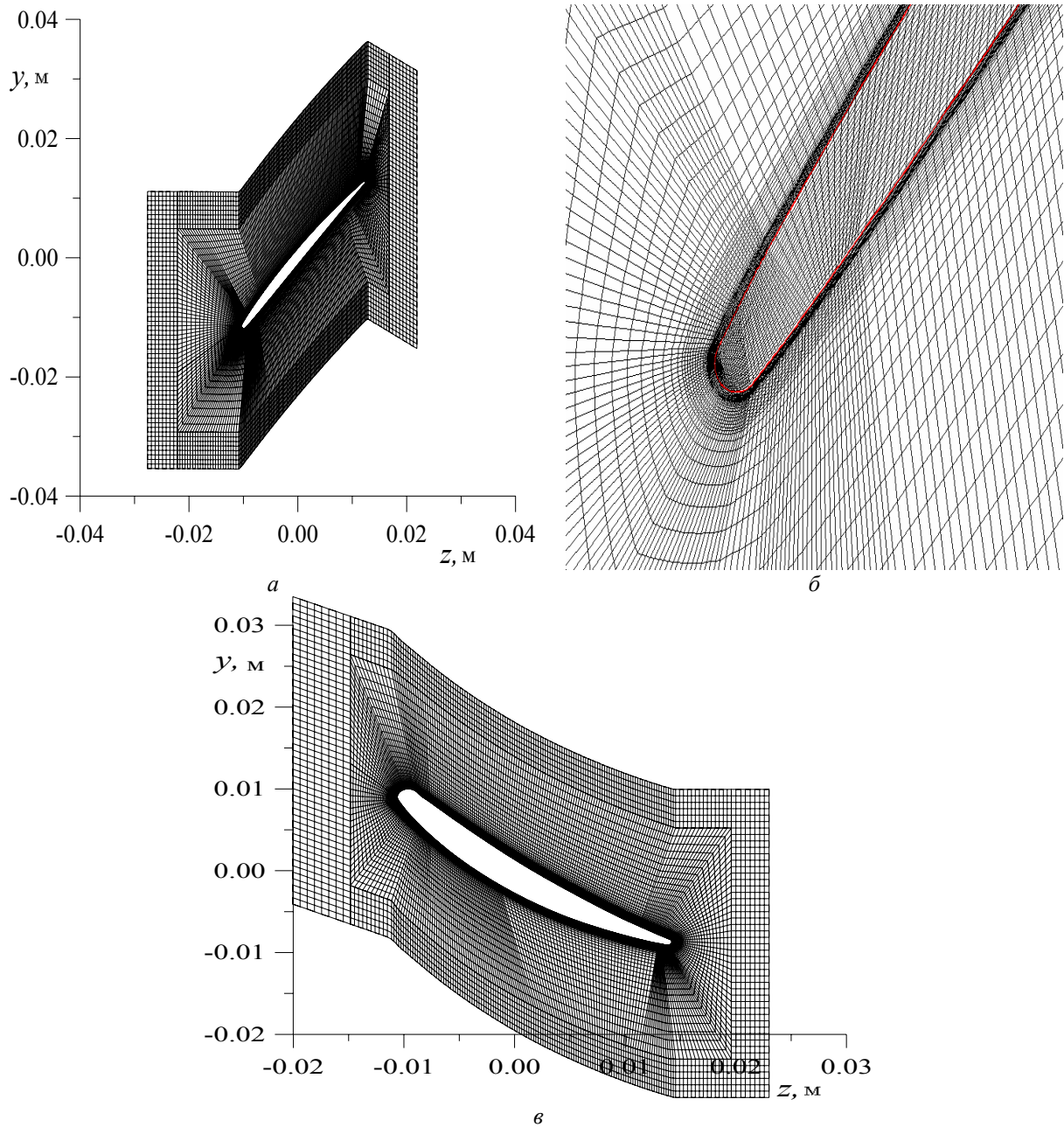


Рис. 4 – Тангенциальное периферийное сечение разностной сетки:  
 а – ротор; б – фрагмент разностной сетки в радиальном зазоре  
 в окрестности входной кромки ротора; в – статор

Численный метод решения аэродинамической задачи основан на интегрировании уравнений Навье-Стокса (1) с использованием явной разностной схемы Годунова-Колгана со вторым порядком аппроксимации по пространству и времени, обобщенной на случай произвольной пространственной деформируемой сетки [4].

Шаг интегрирования по времени  $\Delta t$  определяется из условия устойчивости разностной схемы и может быть представлен в виде

$$\Delta t = \frac{\tau_x \cdot \tau_y \cdot \tau_z}{\tau_x \cdot \tau_y + \tau_x \cdot \tau_z + \tau_y \cdot \tau_z}, \quad \tau_i = \frac{h_{i \text{ мин}}}{\max(|\vec{v}| + a)},$$

где  $i = x, y, z$ ;  $h_i$  – размер ячейки;  $v$  – скорость потока;  $a$  – скорость звука.

Переход решения от момента времени  $t$  до момента  $t + \Delta t$  осуществляется для каждого из лопаточных венцов (ротор и статор) с учетом их относительного окружного расположения и газодинамических параметров на предыдущем временном слое. На каждой итерации решаются аэродинамическая задача и динамическая задача с взаимным обменом информацией. Зная мгновенные аэродинамические нагрузки (из решения аэродинамической задачи), находим положение и скорость рабочей лопатки (из решения динамической задачи), которые являются граничными условиями в аэродинамической задаче.

Для оценки потерь энергии рассмотрим термодинамический процесс сжатия в компрессорной ступени в  $i$ - $s$  диаграмме (рис. 5).

Поток газа на входе в компрессорную ступень характеризуется статическими параметрами (давление  $p_1$ , плотность  $\rho_1$ , энтальпия  $i_1$ ) и параметрами заторможенного потока (давление  $p_{10}$ , плотность  $\rho_{10}$ , энтальпия  $i_{10}$ ).

На выходе из компрессорной ступени статические параметры соответственно равны  $p_2, \rho_2, i_2$ , параметры заторможенного потока  $p_{20}, \rho_{20}, i_{20}$ .

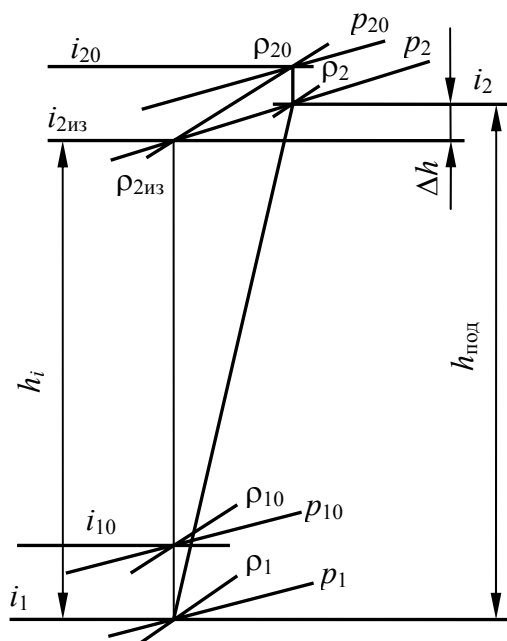


Рис. 5 – Термодинамический процесс сжатия в компрессорной ступени в  $i$ - $s$  диаграмме

Внутренний КПД компрессорной ступени равен отношению использованной работы  $h_i$  (теоретическая работа сжатия) к подведенной  $h_{\text{под}}$  (затраченная работа сжатия)

$$\eta_{\text{компл}} = \frac{h_i}{h_{\text{под}}} \quad (2)$$

Теоретическая работа сжатия (изоэнтروпический процесс) определяется следующим образом

$$h_i = i_{2\text{из}} - i_1 = \frac{k}{k-1} \left( \frac{p_2}{\rho_{2\text{из}}} - \frac{p_1}{\rho_1} \right).$$

Так как

$$\frac{p_1}{\rho_1^k} = \frac{p_2}{\rho_{2\text{из}}^k}; \quad \rho_{2\text{из}} = \rho_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}},$$

то

$$h_i = \frac{k}{k-1} \left[ \frac{p_2^{\frac{k-1}{k}}}{p_1^{\frac{1}{k}}} \frac{p_1^{\frac{1}{k}}}{\rho_1} - \frac{p_1}{\rho_1} \right] = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (3)$$

Подведенная энергия определяется как

$$h_{\text{под}} = i_2 - i_1 = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \left[ \frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} - 1 \right]. \quad (4)$$

Подставляя (3) и (4) в (2), получим выражение для КПД струйки в компрессорной ступени

$$\eta_{\text{комп}} = \frac{\left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{\rho_2}{\rho_1}}{\frac{p_2}{p_1} - \frac{\rho_2}{\rho_1}} = 1 - \frac{\frac{p_2}{p_1} - \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\frac{p_2}{p_1} - \frac{\rho_2}{\rho_1}}. \quad (5)$$

Интегральный коэффициент полезного действия компрессорной ступени определяется формулой

$$\eta_{\text{комп}} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot \eta_{\text{комп}i}}{\sum_{i=1}^n G_i},$$

где  $n$  – число слоев по длине лопатки в радиальном направлении;  $G_i$  – массовый расход в  $i$ -ом слое;  $\eta_i$  – КПД  $i$ -го слоя.

Численный анализ выполнен для ступени осевого компрессора (рис. 1) при соотношении чисел лопаток ротора и статора  $z_{\text{рот}} : z_{\text{ст}} = 28 : 35$  и относительной величине радиального зазора 3 % от длины лопатки.

Расчет выполнен для режима:

- скорость вращения ротора  $n = 10500$  об/мин;
- полное давление в абсолютной системе координат на входе в компрессорную ступень  $p_0 = 101000$  Па;
- полная температура  $T_0 = 288$  К;
- углы потока на входе в окружном и радиальном направлениях заданы;
- статическое давление на выходе за статором  $p_2 = 102000$  Па.

В расчете учитывались первые 5 собственных форм колебаний лопаток ротора, собственные частоты которых приведены в таблице.

Таблица

Собственные частоты

Собственные формы	1	2	3	4	5
$\nu$ , Гц	450	1350	1800	3150	4050

На первом этапе выполнен расчет нестационарного потока в компрессорной ступени с учетом окружной неравномерности, но без учета колебаний лопаток. Этот режим характеризуется массовым расходом  $G = 12,81$  кг/с, включая расход через радиальный зазор 0,36 кг/с и степень повышения давления  $\pi_k = 1,13$ . На рис. 6 представлены графики распределения осредненного по времени статического давления по обводу профиля рабочей лопатки в корневом, среднем и периферийном сечениях. На рис. 6в показано распределение коэффициента давления в периферийном сечении, кривые 1, 2 соответствуют варианту с радиальным зазором, кривые 3, 4 – при отсутствии радиального зазора. Как видно из графиков, обтекание рабочей лопатки характеризуется равномерным повышением давления.

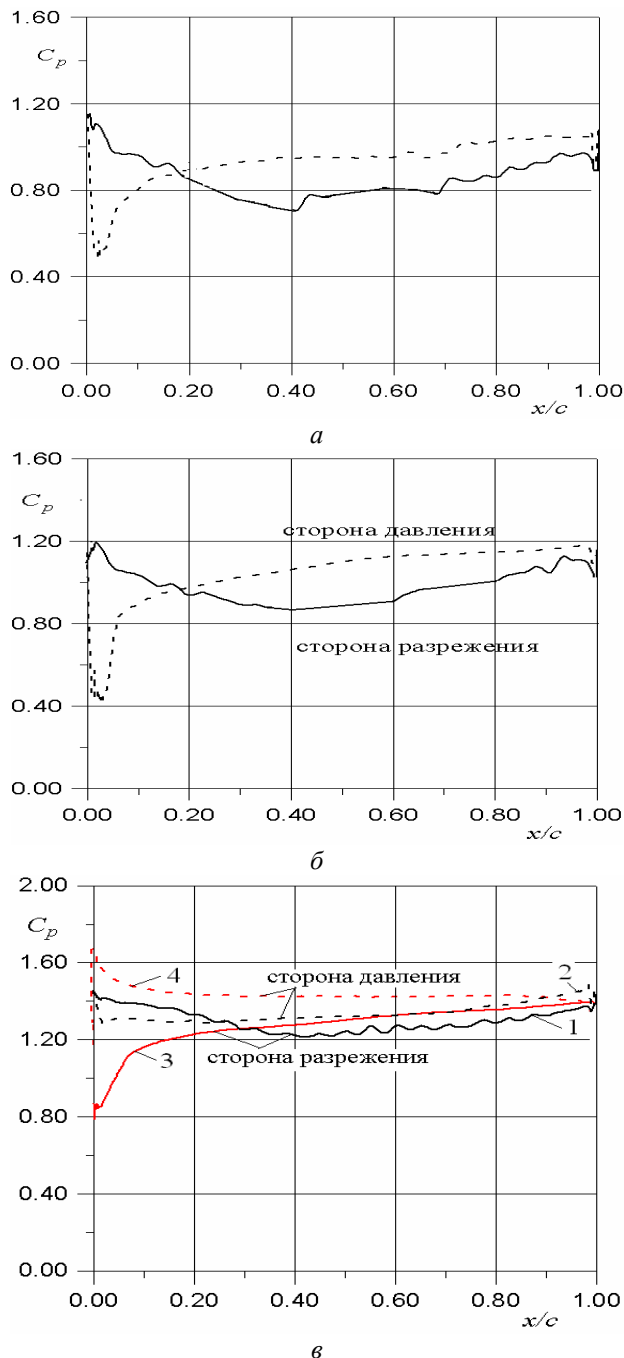


Рис. 6 – Распределение давления по обводу рабочей лопатки:  
*a* – корень; *б* – середина; *в* – периферия

ротора, включают высокочастотные гармоники с частотой кратной частоте следования  $\nu_{рот} \times z_{ст} = 175 \times 35 = 6125$  Гц и низкочастотные гармоники, вызванные колебаниями лопаток и движением вихря в окружном направлении.

На рис. 7, 8 представлены поля векторов скорости в меридиональных сечениях межлопаточного канала ротора (рис. 7) и тангенциальных сечениях (рис. 8).

Трехмерный поток характеризуется интенсивными отрывными зонами на стороне разрежения (рис. 7*в*) и радиальным перетеканием в периферийной зоне канала (рис. 8*в, з*).

С некоторого момента времени начинается решение связанной задачи, т.е. расчет нестационарного потока с учетом колебаний лопаток. Анализ нестационарных характеристик проведен с использованием разложения в ряды Фурье исследуемых величин:

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

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

На рис. 9 приведены графики нестационарных аэродинамических нагрузок (окружная сила  $F_y$ , осевая сила  $F_z$ , аэродинамический момент  $M$  относительно центра тяжести), действующих в периферийном сечении рабочей лопатки в течение одного оборота ротора и их амплитудно-частотные спектры.

Из графиков следует, что нестационарные аэродинамические нагрузки, действующие на лопатку

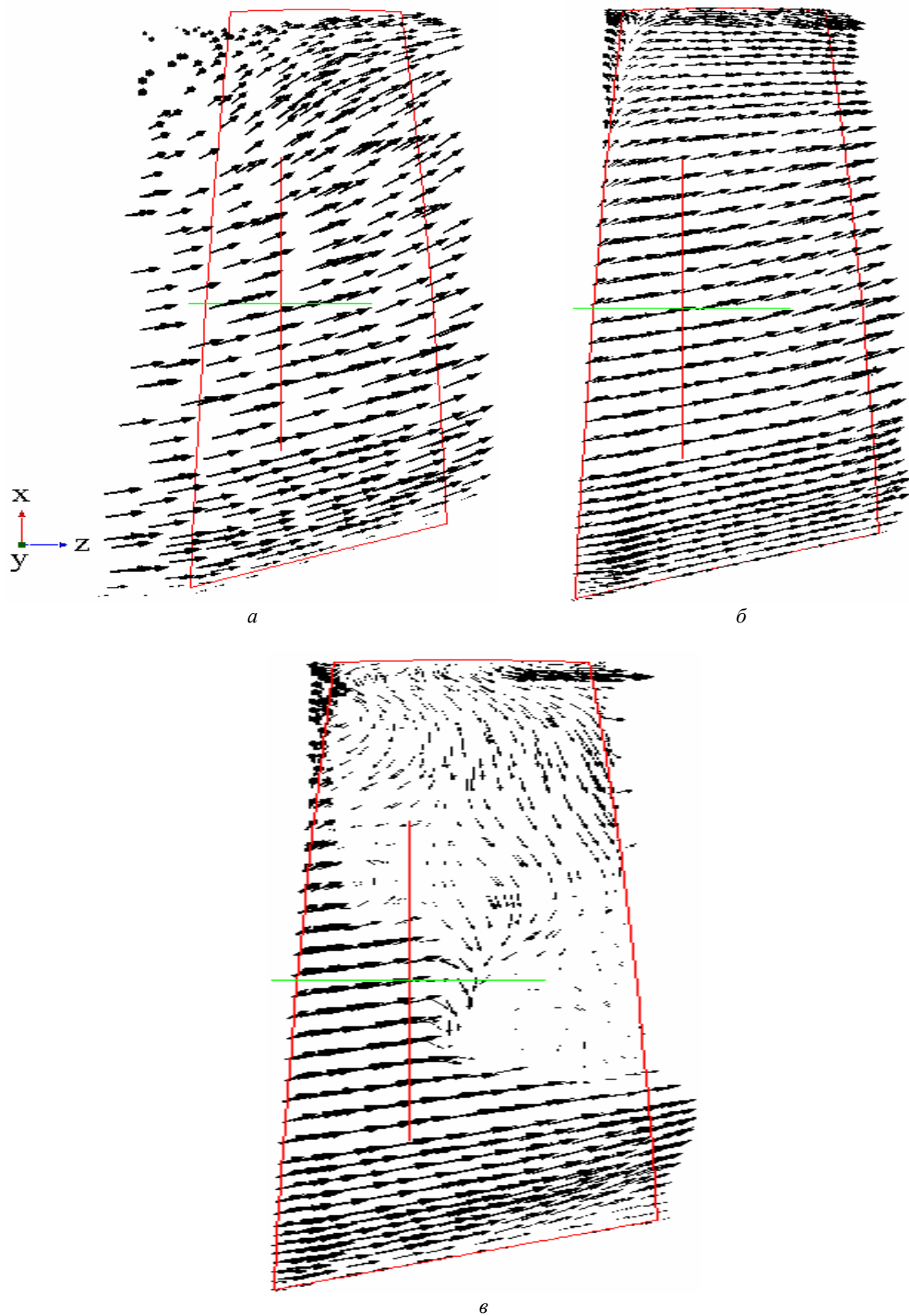


Рис. 7 – Поле векторов скоростей в меридиональном сечении межлопаточного канала ротора:  
*a* – в середине канала; *б* – на вогнутой стороне; *в* – на выпуклой стороне

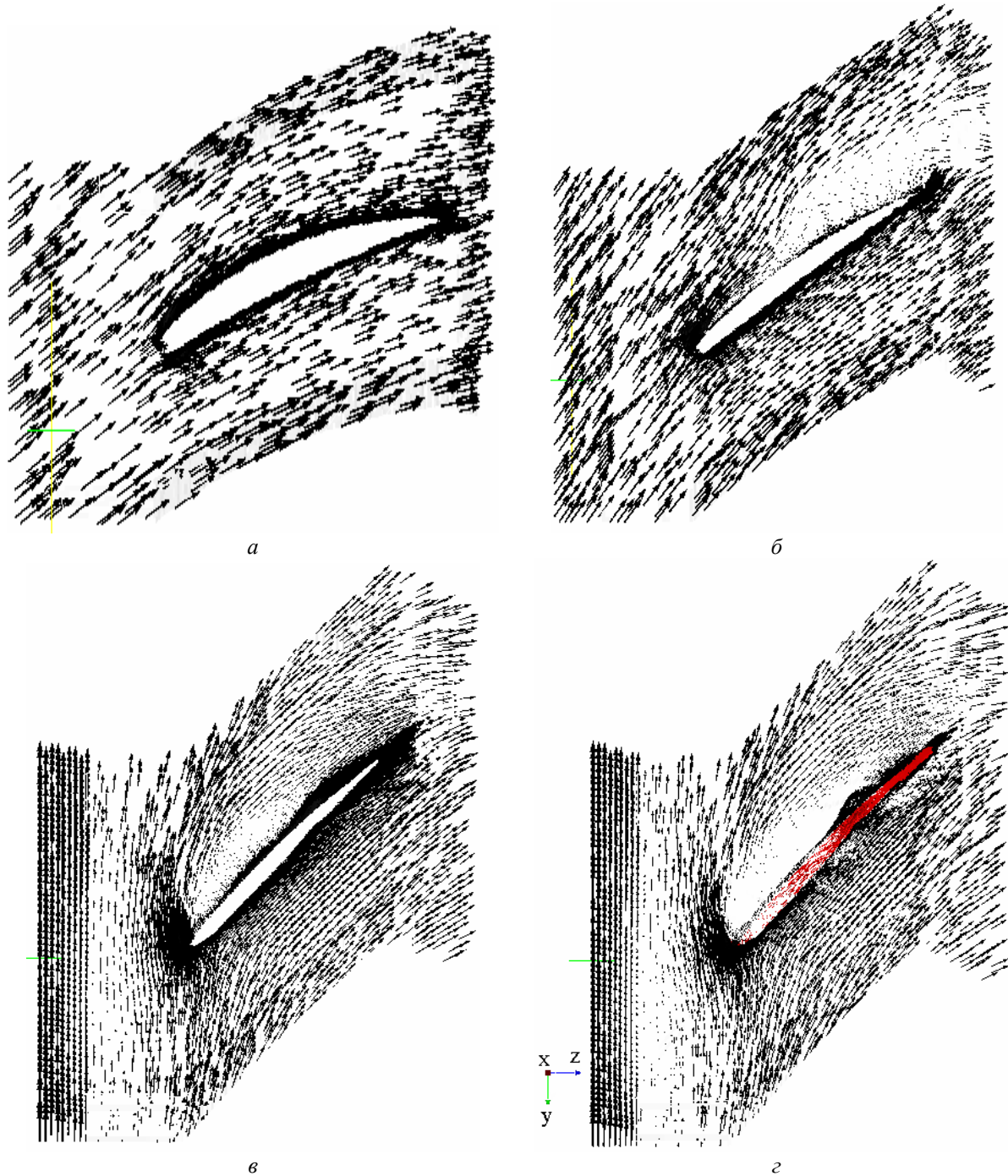


Рис. 8 – Поле векторов скоростей в тангенциальном сечении межлопаточного канала ротора: *a* – корневое сечение; *б* – среднее сечение; *в* – периферийное сечение; *г* – радиальный зазор

Колебания лопаток под действием переменных аэродинамических сил представлены в форме изменения модальных коэффициентов во времени (1-я, 2-я и 5-я моды) и их амплитудно-частотных спектров на рис. 10.

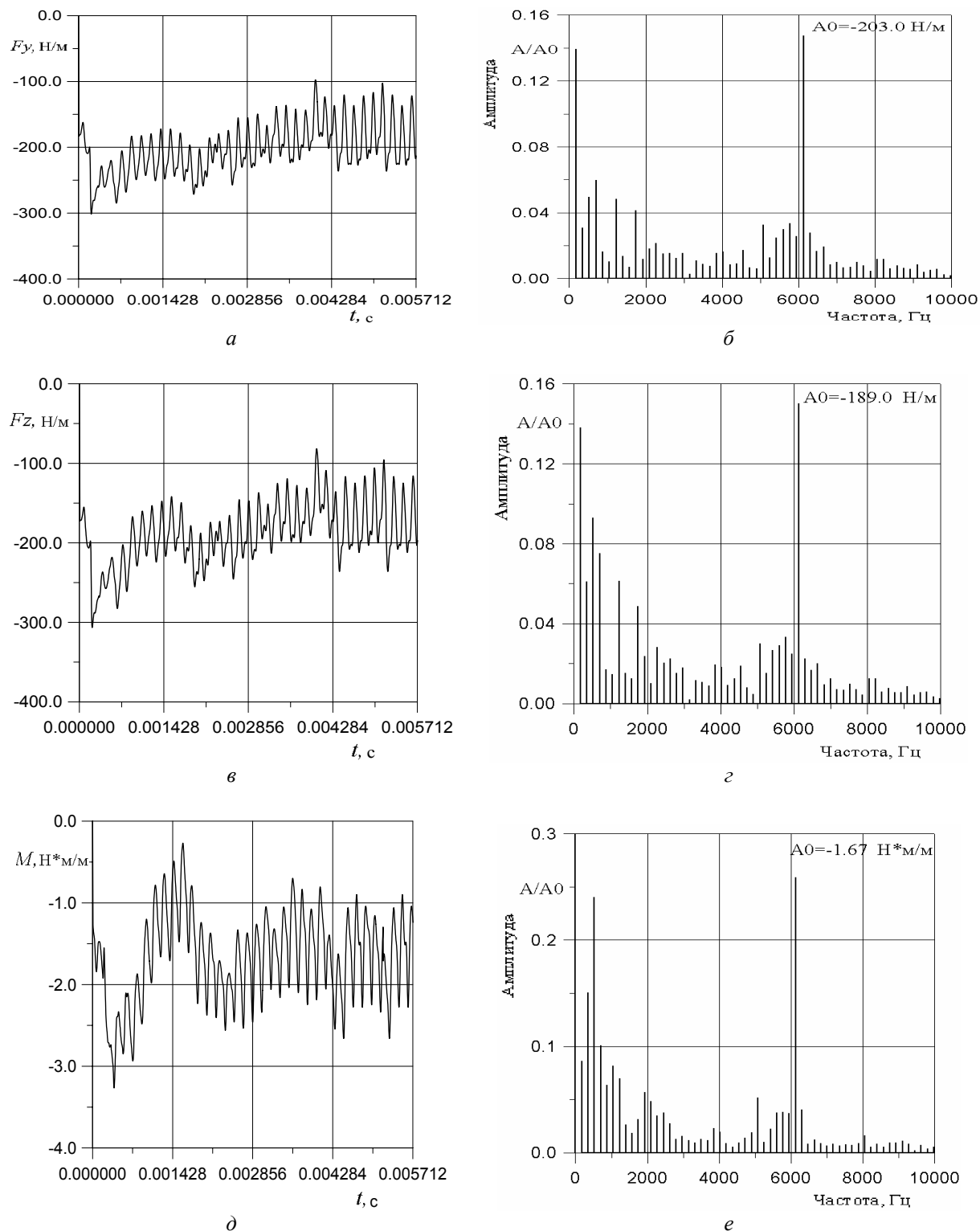


Рис. 9 – Изменение нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих в периферийном слое рабочей лопатки, и их амплитудно-частотные спектры: *а, б* – окружная сила; *в, г* – осевая сила; *д, е* – момент относительно центра тяжести

Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки в окружном направлении ( $h_y$ ), осевом ( $h_z$ ) и угол поворота относительно центра тяжести ( $\varphi$ ), а также

амплитудно-частотные спектры приведены на рис. 11. Основной вклад в колебания лопаток вносит 1-я собственная форма колебаний с частотой близкой к собственной частоте этой формы. Колебания рабочей лопатки являются устойчивыми.

На рис. 12 приведены графики распределения КПД по длине лопатки для ступени, ротора и статора соответственно, с учетом протечки через радиальный зазор. Вертикальные линии соответствуют среднеинтегральным значениям КПД.

Численный анализ показал, что протечка через радиальный зазор оказывает незначительное влияние на нестационарные эффекты и потери энергии.

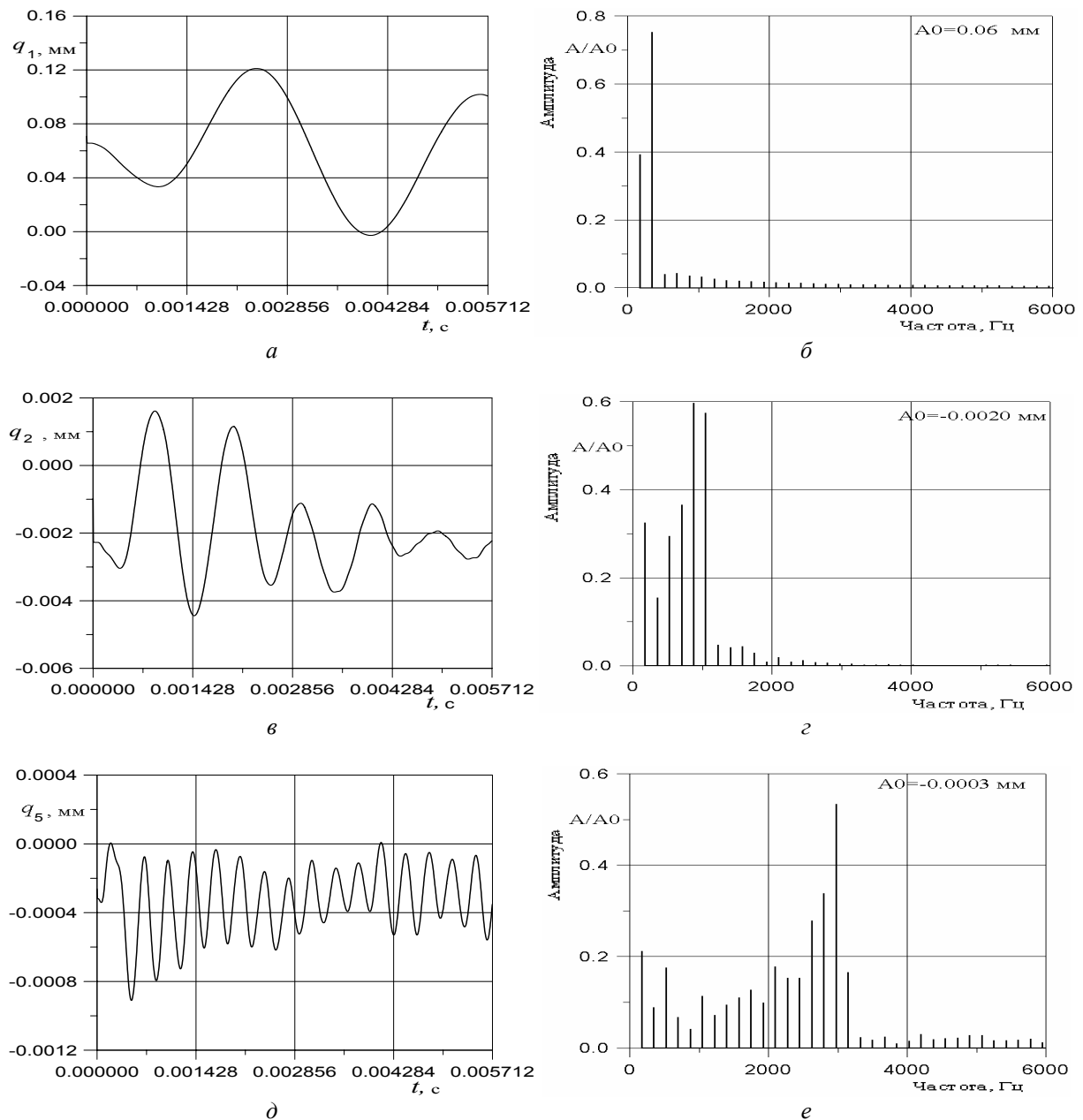


Рис. 10 – Изменение модальных коэффициентов собственных форм:  
 а, б – 1-я форма; в, г – 2-я форма; д, е – 5-я форма



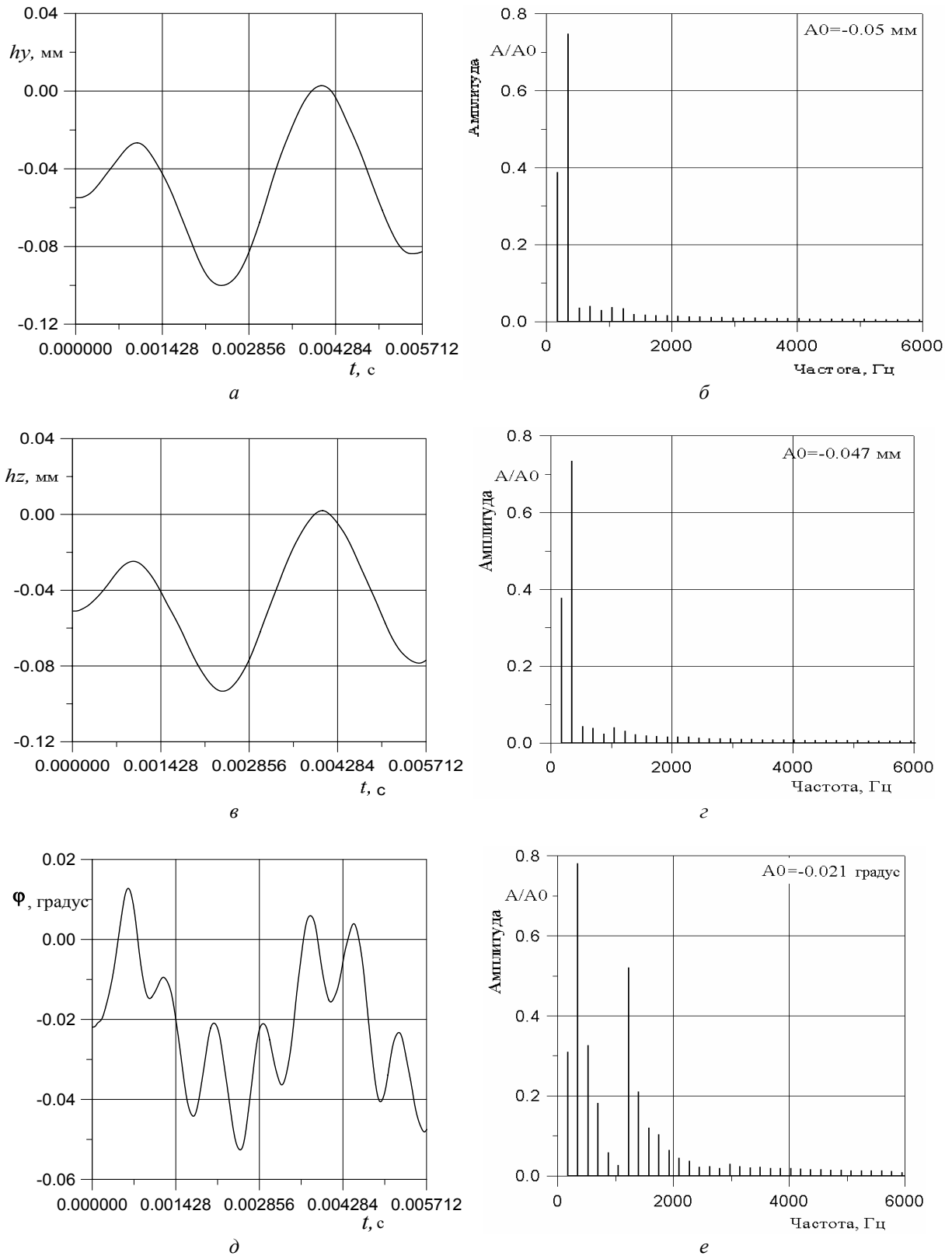


Рис. 11 – Перемещение периферийного сечения лопатки:  
*a, б* – в окружном направлении;  
*в, г* – в осевом направлении;  
*д, е* – поворот относительно центра тяжести

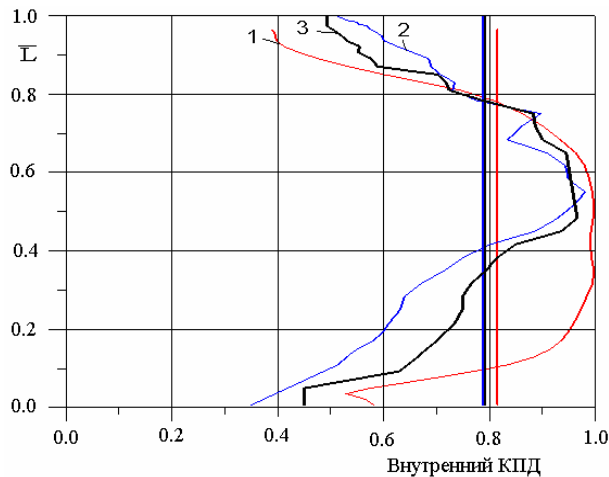


Рис. 12 – Распределение внутреннего КПД по длине лопатки с учетом протечки через радиальный зазор:  
1 – КПД ротора; 2 – КПД статора; 3 – КПД ступени

**Список литературы:** 1. Bell, D.L. Three-Dimensional Unsteady Flow for an Oscillating Turbine Blade and the Influence of Tip Leakage [Text] / D.L. Bell, L. He // ASME Journal of Turbomachinery. – 2000. – Vol. 122. – P. 93-101. 2. Gbadebo, S.A. Interaction of Tip Clearance Flow and Three-Dimensional Separations in Axial Compressors [Text] / S.A. Gbadebo, N.A. Cumpsty, T.P. Hynes// ASME J. of Turbomachinery. – 2007. – Vol. 129. – P. 679-685. 3. Du, J. Numerical Investigation on the Self-Induced Unsteadiness in Tip Leakage Flow for a Transonic Fan Rotor [Text] / J. Du, F. Lin, H. Zhang, J. Chen // ASME Journal of Turbomachinery. – 2010. – Vol. 132. – P. 021017-1-9. 4. Гнесин, В.И. Численное исследование аэроупругого поведения компрессорной ступени в трехмерном потоке вязкого газа [Текст] / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование: Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – 2010. – № 2. – С. 39-48. – ISSN 2078-774X. 5. Гнесин, В.И. Аэроупругое поведение последней ступени турбомшины на номинальном и частичном режимах в 3-х мерном потоке вязкого газа [Текст] / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, Р. Жандковски // Проблемы машиностроения. – 2009. – Т. 12, № 6. – С. 8-18. 6. Baldwin, B. Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flow [Text] / B. Baldwin, H. Lomax // AIAA Paper 78-0257. – 1978. – P. 1-45.

Поступила в редколлегию 28.01.13

УДК 621.165

**Численный анализ нестационарных нагрузок и колебаний лопаток компрессорной ступени в трехмерном потоке вязкого газа с учетом протечек в радиальном зазоре** [Текст] / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, Р. Жандковски // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 5-17. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено чисельне моделювання тривимірного нестационарного потоку в'язкого газу та аеропружної поведінки лопаток у компресорній ступені з урахуванням протікань в радіальному зазорі на основі розрахунку зв'язаної задачі нестационарної аеродинаміки та пружних коливань лопаток.

Подано результати чисельного аналізу структури потоку, нестационарних навантажень, амплітудно-частотних спектрів коливань лопаток та втрат енергії при наявності протікань через радіальний зазор.

**Ключові слова:** компресорний ступень, в'язкий газ, нестационарні навантаження, пружні коливання лопаток, зв'язана задача.

The numerical modelling of three-dimensional unsteady viscous gas flow and aeroelastic behaviour of blades in compressor stage with taking into account the tip leakage flow has been performed on the base of solution for coupled problem of unsteady aerodynamics and blades elastic oscillations.

The numerical analysis results for flow structure, unsteady loads, amplitude-frequency spectrum of blades oscillations and energy losses under presence of tip leakage flow has been presented.

**Keywords:** compressor stage, viscous gas flow, unsteady loads, elastic blade oscillations, coupled problem.

УДК 621.165

**А.В. БОЙКО**, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;  
**Д.И. МАКСЮТА**, аспирант НТУ «ХПИ»

## ВЕРИФИКАЦИЯ ЧИСЛЕННОГО РАСЧЕТА РАБОТЫ СТУПЕНИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ С УЧЕТОМ ПЕРИФЕРИЙНОЙ ПРОТЕЧКИ

В работе проведено сравнение численного эксперимента с натурным. Рассчитано течение в изолированной турбинной ступени. Получены интегральные и локальные по высоте характеристики потока. Построена зависимость КПД от размера периферийного зазора. Сделан вывод относительно возможности использования численного эксперимента для решения задач оптимизации изолированной турбинной ступени.

**Ключевые слова:** верификация *CFD* расчета, изолированная турбинная ступень, коэффициент премежаемости, утечка в периферийный зазор.

### Введение

В настоящее время, одним из наиболее перспективных направлений по оптимизации проточных частей мощных паровых турбин является пространственное профилирование. Сложность этой задачи заключается в ее многопараметричности и, как следствие, в необходимости проведения большого количества экспериментов. Значительно удешевить и ускорить нахождение решения поставленной задачи можно применяя современные методы вычислительной аэродинамики (*CFD*). Однако, использование *CFD* требует всесторонней верификации еще до этапа планирования эксперимента.

Ранее, в работах [1, 2], были представлены результаты верификации данных двух- и трехмерных экспериментов, полученных численным путем. В данной работе представлены результаты верификации численных данных трехмерного расчета изолированной турбинной ступени с учетом периферийных протечек. Данные численного эксперимента сравниваются с натурным экспериментом, проведенным на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» [3].

### Постановка задачи

Объект исследования: турбинная ступень, в направляющей решетке которой использован профиль ТС-1АВ, а в рабочей – профиль активного типа Р2. Межвенцовый зазор, надбандажное пространство и выхлопной патрубок формировался отдельным доменом – *ZAZOR*. Общий вид расчетной области представлен на рис. 1.

Граничные условия:  $P_1^* = 145500$  Па,  $T_1^* = 387$  °К,  $P_2 = 100300$  Па, рабочее тело – воздух. Указанным граничным условиям соответствует дозвуковое истечение во всей ступени (числа Маха не превышают  $M = 0,78$ ). Плоскость замера параметров в расчетах располагалась: в межвенцовом зазоре – за доменом направляющих решеток; в выхлопном патрубке – на расстоянии 16 мм от выходной кромки рабочей решетки. Параметры ступени и ее геометрические характеристики в точности соответствуют экспериментально исследованным ступеням на воздушной турбине ВТ-3 кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ». Результаты этих экспериментов представлены в диссертационной работе Гончаренко Л.В. [3].

Параметры ступени указаны в таблице 1.

Для получения данных о вязком течении в турбинной решетке численно решалась система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, расчетная

схема TVD второго порядка аппроксимации с локально первым в местах высоких градиентов. Все расчеты проводились в трехмерной постановке. Расчетная сетка для сопла составила  $140 \times 98 \times 70$  элементов, для рабочей решетки  $120 \times 98 \times 70$  элементов. Домен ZAZOR в общей сложности состоял из 2,2 млн. элементов. Модель турбулентности –  $k-\omega$  SST.

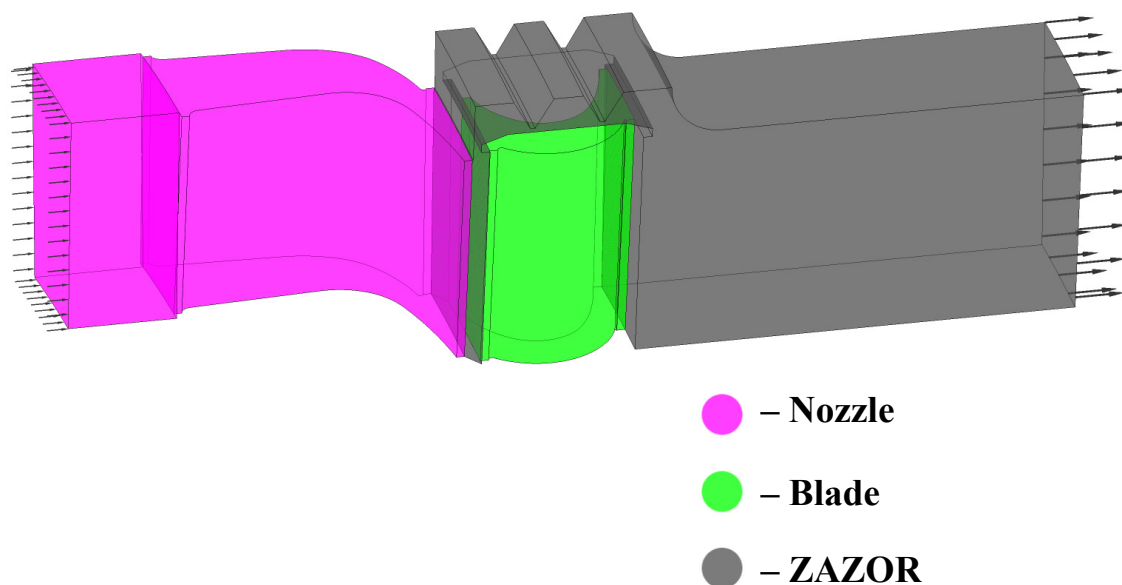


Рис. 1 – Общий вид расчетной области

Таблица 1

Параметры ступени

Параметр	Направляющий аппарат	Рабочее колесо
Ср. диаметр, $d_{ср}$ , мм	353	353
Хорда, $b$ , мм	31,8	16
Угол установки, $\beta_v$ , град	31	14,63
Отн. шаг, $t/b$	0,514	0,722
Отн. длина, $l/b$	0,786	1,69
Число лопаток, $z$ , шт.	68	96
Высота лопаток, $l$ , мм	25	27
Обороты ротора, $n$ , об/мин	8145	
Межвенцовый зазор, мм	4	
Радиальный зазор, мм	0,5	

**Цель исследования** – получение картины течения рабочего тела в ступени турбины, а также проведение качественного и количественного сравнения результатов расчетов с экспериментальными данными.

**Расчетное исследование**

Отталкиваясь от поставленной цели исследования, был проведен численный расчет исследуемой ступени в программном комплексе *ANSYS CFX*.

Следует отметить, что в параметрах модели турбулентности был задан изменяющийся коэффициент перемежаемости, который зависел от расстояния от входа в канал (рис. 2). Выбор данного распределения обусловлен логическими заключениями

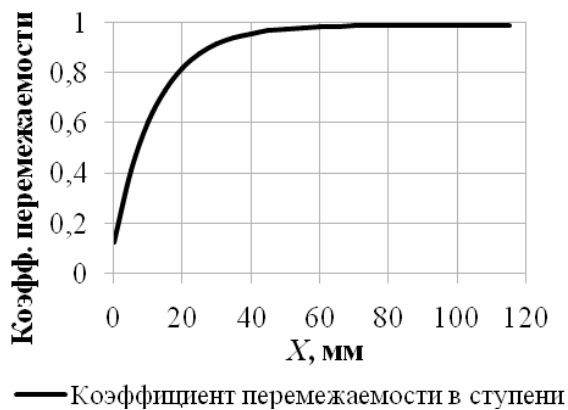


Рис. 2 – Розподілення коефіцієнта перемежаємості по довжині турбінної ступені

относительно ламинарно-турбулентного перехода в турбинной ступени: на входе в расчетную область пограничный слой практически полностью ламинарен; затем, при достижении входной кромки направляющего аппарата, степень турбулентности растет и достигает своего максимума при приближении к межвенцовому зазору. Таким образом, начиная с межвенцового зазора и далее по каналу, формируется турбулентный пограничный слой, что хорошо согласуется с общепринятыми понятиями о физике процесса истечения в турбинной решетке.

Расчет был выполнен в трехмерной постановке. Точность полученных результатов составила  $10^{-6}$ . Интегральные характеристики течения в ступени сведены в таблице 2.

Таблица 2

Интегральные характеристики работы ступени

Параметр	Эксперимент	Расчет
Расход, кг/с	1,63	1,61
КПД, %	85	83,46
Потери в сопле, %	3,15	4,99
Потери в лопатке, %	8,15	7,30
Потери с вых. скоростью, %	5,19	5,18

Кроме интегральных характеристик, были получены локальные распределения параметров потока по высоте ступени в межвенцовом зазоре и за рабочей решеткой. Полученные зависимости представлены на рис. 3–10.

Проанализировав полученные зависимости можно сделать вывод о качественном совпадении расчетных и экспериментальных данных. Приемлемые расхождения расчетных и экспериментальных данных вызвано, в первую очередь, невозможностью точно воспроизвести все условия эксперимента.

Отметим, что в таблице 2, где представлены интегральные характеристики работы ступени, наблюдается некоторое несоответствие интегральных потерь между экспериментом и расчетом. Однако, если в качестве критерия точности взять баланс потерь и КПД, то окажется, что данные полученные расчетным путем ближе к истинной картине течения (100,93 % в численном эксперименте против 101,49 % в натурном эксперименте). Такая ситуация является вполне приемлемой, поскольку задача верификации ставилась для проведения дальнейшей пространственной оптимизации ступени, в которой функцией цели будет выступать КПД ступени.

Помимо интегральных и локальных характеристик потока, была получена зависимость КПД ступени от величины радиального зазора (рис. 11). Для этого было выполнено три расчетных эксперимента этой же ступени с радиальными зазорами 0,5 мм, 1,0 мм, 1,5 мм. Полученная зависимость удовлетворяет задаче верификации в выбранной постановке, поскольку в интересующих нас диапазонах радиальных зазоров

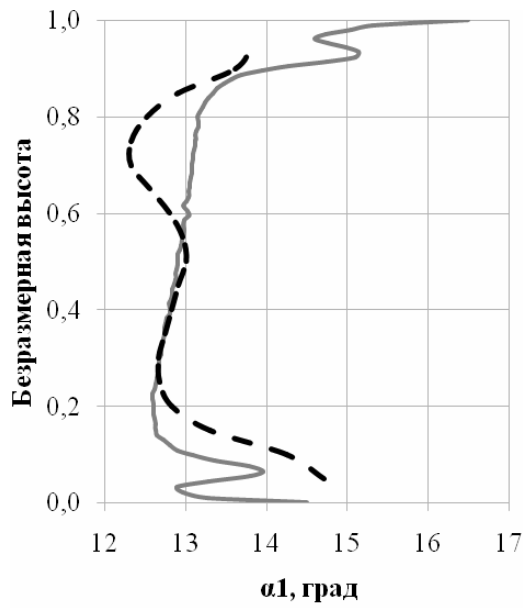


Рис. 3 – Распределение угла выхода потока из направляющей решетки в абсолютном движении по высоте ступени

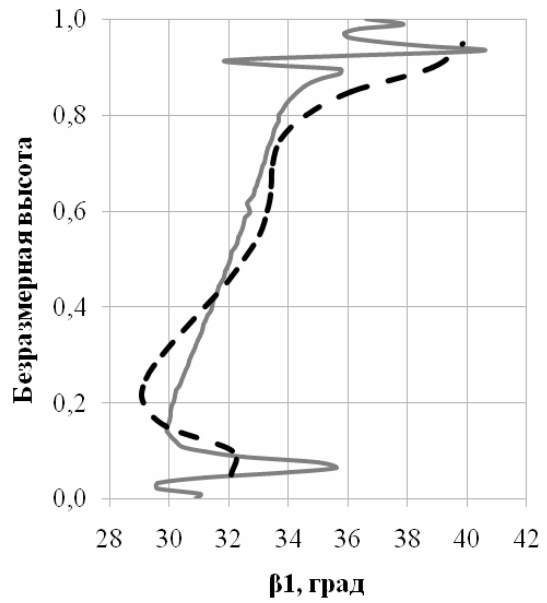


Рис. 4 – Распределение угла выхода потока из направляющей решетки в относительном движении по высоте ступени

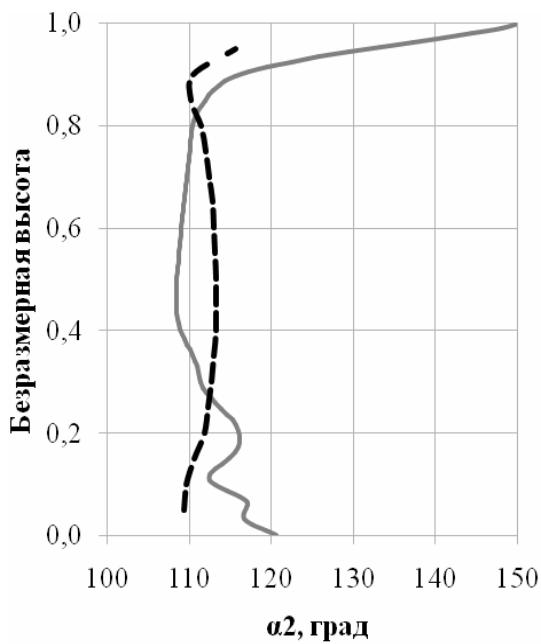


Рис. 5 – Распределение угла выхода потока из рабочей решетки в абсолютном движении по высоте ступени

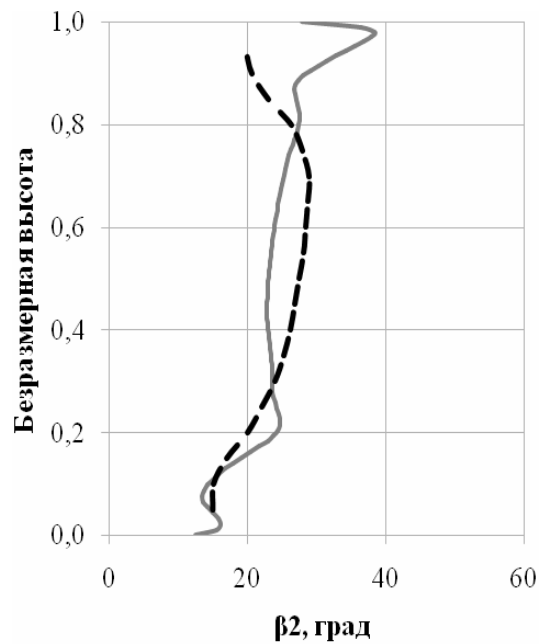
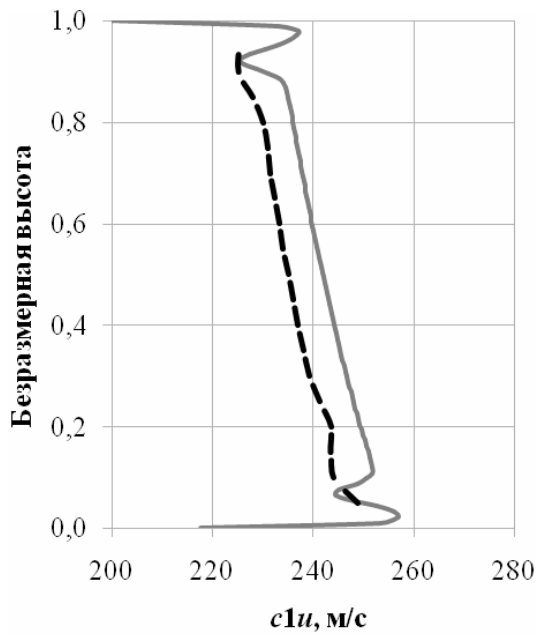
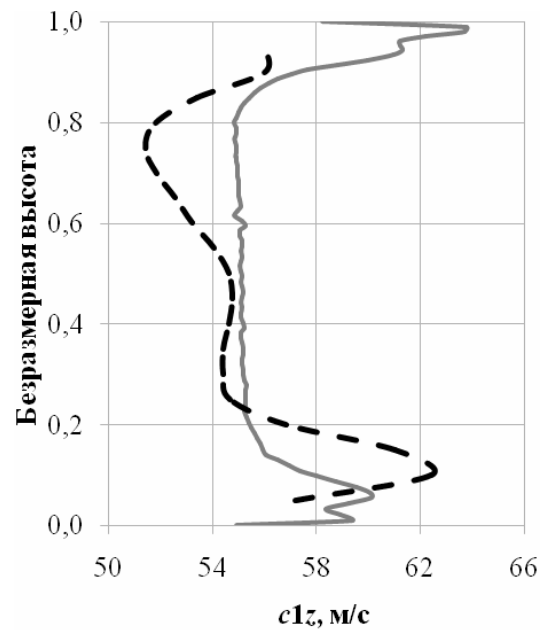


Рис. 6 – Распределение угла выхода потока из рабочей решетки в относительном движении по высоте ступени



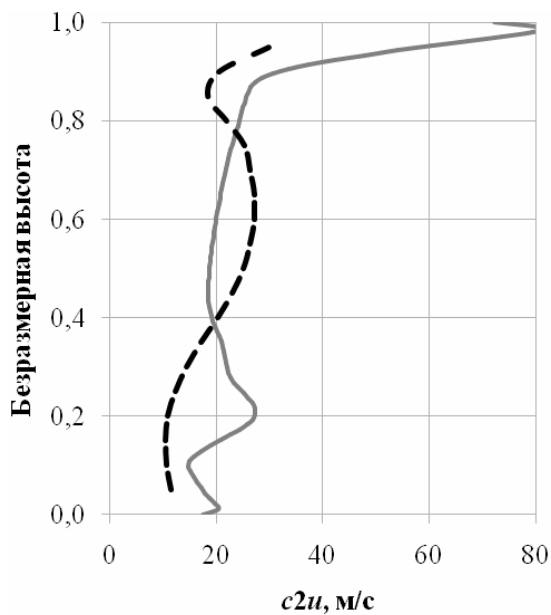
— расчет — эксперимент

Рис. 7 – Распределение абсолютной скорости потока в окружном направлении по высоте ступени в межвенцовом зазоре



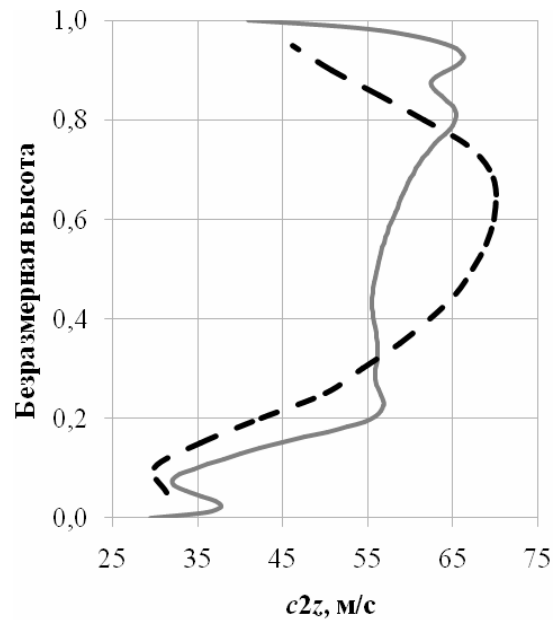
— расчет — эксперимент

Рис. 8 – Распределение абсолютной скорости потока в осевом направлении по высоте ступени в межвенцовом зазоре



— расчет — эксперимент

Рис. 9 – Распределение абсолютной скорости потока в окружном направлении по высоте ступени за рабочей решеткой



— расчет — эксперимент

Рис. 10 – Распределение абсолютной скорости потока в осевом направлении по высоте ступени за рабочей решеткой

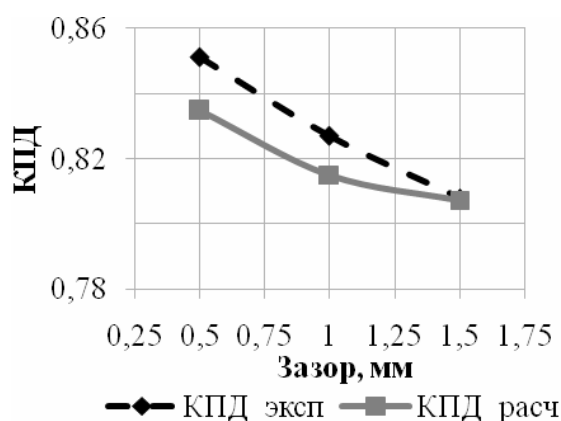


Рис. 11 – Залежність ККД ступені від величини радіального зазору

(0,5–1,0 мм) лінії для розрахункового і експериментально отриманого ККД являються ексцентрисними. Крім того, використовуючи методи *CFD*, вдалося виміряти відсоткове співвідношення витрати робочого тіла в надбандажне ущільнення до загальної витрати через ступінь. Ця величина змінювалася від 2,91 % до 5,66 % для зазорів 0,5–1,5 мм відповідно. В натурному експерименті аналогічні вимірювання провести було неможливо.

### Висновок

1 Порівняння *CFD* розрахунків з даними натурного експеримента

показало прийнятне якісне і кількісне співпадіння картини течії робочого тіла в реальній модельній турбінній ступені з результатами 3D розрахункових досліджень, виконаними з урахуванням периферійних протікань.

2 Верифікація поставленої 3D розрахункової задачі дозволяє перейти до наступного етапу – створення оптимальної ступені з урахуванням не тільки втрат в направляючих і робочих лопатках, але і протікань в радіальних ущільненнях.

**Список літератури:** 1. Бойко, А.В. Дослідження впливу параметрів моделі турбулентності на результати *CFD* розрахунку турбінної решітки при різних кутах атаки [Текст] / А.В. Бойко, М.В. Бурлака, Д.І. Максютя // Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання. Вісник НТУ «ХПІ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2011. – № 6. – С. 19-23. – ISSN 2078-774X 2. Бойко, А.В. Чисельний розрахунок впливу удару на робочу лопатку при роботі в ступені [Текст] / А.В. Бойко, М.В. Бурлака, Д.І. Максютя // Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання. Вісник НТУ «ХПІ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 7. – С. 24-28. – ISSN 2078-774X 3. Гончаренко, Л.В. Дослідження турбінних ступеней з підвищеною навантаженням: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.01: захищ. 20.12.1979 / Гончаренко Леонід Васильєвич. – Х., 1979. – 205 с.

Поступила в редакцію 18.01.13

УДК 621.165

**Верифікація чисельного розрахунку роботи ступені осевої турбіни з урахуванням периферійної протікання** [Текст] / А.В. Бойко, Д.І. Максютя // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 18-23. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

В роботі проведено порівняння чисельного експерименту з натурним. Розрахована течія в ізольованій турбінній ступені. Отримані інтегральні та локальні по висоті характеристики потоку. Побудована залежність ККД від розміру периферійного зазору. Зроблено висновок стосовно можливості використання чисельного експерименту для вирішення задач оптимізації ізольованої турбінної ступені.

**Ключові слова:** верифікація *CFD* розрахунку, ізольована турбінна ступінь, коефіцієнт перемешуваності, витік у радіальний зазор.

The comparison between numerical experiment and natural experiment was done. The isolated turbine stage flow was calculated. Integral and local height characteristics of the flow were obtained. Dependency of performance from the height of peripheral clearance was built. Conclusion about ability of using numerical experiment for solving isolated turbine stage optimization problems was made.

**Keywords:** verification of *CFD* calculation, isolated turbine stage, intermittency coefficient, outflow in peripheral clearance.



УДК 621:518.5

**В.П. СЕВЕРИН**, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;  
**Е.Н. НИКУЛИНА**, канд. техн. наук; ст. преп. НТУ «ХПИ»;  
**К.Б. ГОДЛЕВСКАЯ**, аспирантка НТУ «ХПИ»

## МНОГОЦЕЛЕВАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНОЙ К-1000-60/1500 НА ОСНОВЕ ВЕКТОРНОЙ ЦЕЛЕВОЙ ФУНКЦИИ

Построены нелинейные математические модели систем автоматического управления паровой турбиной К-1000-60/1500 в пространстве состояний с различными регуляторами. Предложена векторная целевая функция для многоцелевой оптимизации систем управления паровой турбиной. Представлены результаты многоцелевого параметрического синтеза нелинейных систем стабилизации частоты.

**Ключевые слова:** паровая турбина, система управления, математическая модель, многоцелевая оптимизация, векторная целевая функция.

**Введение.** Системы автоматического управления (САУ) паровыми турбинами постоянно совершенствуются [1, 2]. Основными целями синтеза САУ турбинами являются: выполнение условий технической реализуемости, обеспечение устойчивости САУ, ограничение максимального отклонения частоты вращения ротора, ограничение показателя колебаний частоты, максимальное быстродействие САУ [3]. Процесс многоцелевого синтеза целесообразно автоматизировать и объединить достижение всех намеченных целей в одном вычислительном процессе. Эта задача решена на основе векторных целевых функций для линейных моделей систем автоматического управления турбиной К-1000-60/1500 [3, 4]. Повышение точности расчета оптимальных САУ возможно при использовании нелинейных моделей систем, которые полнее учитывают особенности протекания реальных процессов управления [5].

Целью статьи является представление нелинейных моделей систем стабилизации частоты вращения ротора паровой турбины К-1000-60/1500 в пространстве состояний, а также результатов многоцелевого параметрического синтеза систем стабилизации частоты на основе векторной целевой функции.

**Модель турбины как объекта управления.** Принципиальная схема паровой турбины К-1000-60/1500

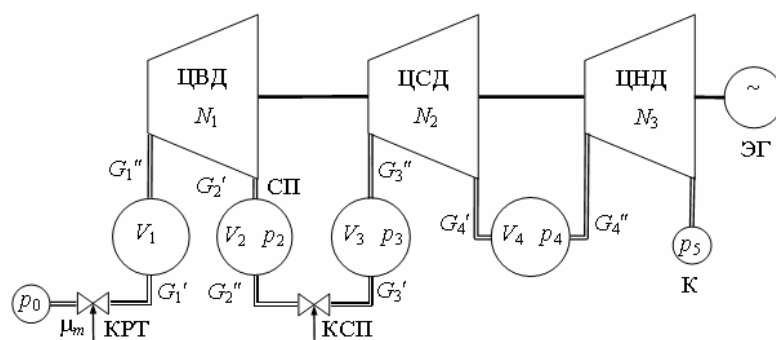


Рис. 1 – Принципиальная схема паровой турбины К-1000-60/1500

представлена на рис. 1 и включает клапан регулирования турбины (КРТ), цилиндр высокого давления (ЦВД), объем перед ЦВД, объем в сепараторе-перегревателе (СП), клапан сепаратора-перегревателя (КСП), объем за КСП, цилиндр среднего давления (ЦСД), цилиндр низкого давления (ЦНД), объем перед ЦНД, конденсатор (К). Пар под давлением  $p_0$  поступает в КРТ. Следящий привод через систему рычагов воздействует на КРТ, изменяя подачу пара в ЦВД. Пар аккумулируется в четырех основных объемах под давлением  $p_1, p_2, p_3, p_4$ .

Рис. 1 – Принципиальная схема паровой турбины К-1000-60/1500 представлена на рис. 1 и включает клапан регулирования турбины (КРТ), цилиндр высокого давления (ЦВД), объем перед ЦВД, объем в сепараторе-перегревателе (СП), клапан сепаратора-перегревателя (КСП), объем за КСП, цилиндр среднего давления (ЦСД), цилиндр низкого давления (ЦНД), объем перед ЦНД, конденсатор (К). Пар под давлением  $p_0$  поступает в КРТ. Следящий привод через систему рычагов воздействует на КРТ, изменяя подачу пара в ЦВД. Пар аккумулируется в четырех основных объемах под давлением  $p_1, p_2, p_3, p_4$ .

© В.П. Северин, Е.Н. Никулина, К.Б. Годлевская, 2013

Энергия пара превращается в механическую энергию вращения ротора турбины и электрического генератора (ЭГ) с круговой частотой  $\omega$ .

Перейдем от исходных к относительным переменным состояния: давления  $\pi_k = p_k/p_0$ ,  $k = 1, 5$ , частоты вращения ротора  $\varphi = (\omega - \omega_0)/\omega_0$  и мощности  $v = (N - N_0)/N_0$ , где  $\omega_0$  и  $N_0$  – круговая частота и мощность в номинальном режиме. Нелинейная модель паровой турбины получена в виде системы дифференциальных уравнений (СДУ) [5]:

$$\begin{cases} d\pi_1/dt = K_{11}(1 + \mu_m) - K_{12}\sqrt{\pi_1^2 - \pi_2^2}, \\ d\pi_2/dt = K_{21}\sqrt{\pi_1^2 - \pi_2^2} - K_{22}\sqrt{\pi_2^2 - K_\beta(\pi_3 - \Pi\pi_2)^2}, \\ d\pi_3/dt = K_{31}\sqrt{\pi_2^2 - K_\beta(\pi_3 - \Pi\pi_2)^2} - K_{32}\sqrt{\pi_3^2 - \pi_4^2}, \\ d\pi_4/dt = K_{41}\sqrt{\pi_3^2 - \pi_4^2} - K_{42}\sqrt{\pi_4^2 - \pi_5^2}, \\ d\varphi/dt = b_a(v - v_s)/(1 + \varphi), \end{cases} \quad (1)$$

где использованы переменная положения сервомотора  $\mu_m$ , возмущающее воздействие мощности электрического генератора  $v_s$  и относительная мощность турбины

$$v = k_1\sqrt{\pi_1^2 - \pi_2^2} + k_2\sqrt{\pi_3^2 - \pi_4^2} + k_3\sqrt{\pi_4^2 - \pi_5^2} - v_4(1 + \varphi)^2 - v_5(1 + \varphi)^3 - 1.$$

Значения параметров модели (1) приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры модели турбины К-1000-60/1500

Параметр	Значение	Параметр	Значение	Параметр	Значение
$K_{11}$	3,2569	$K_{42}$	2,4881	$v_4$	0,0047
$K_{12}$	3,3257	$K_\beta$	4,8516	$v_5$	0,0119
$K_{21}$	0,0777	$\Pi$	0,5460	$\pi_{10}$	0,9100
$K_{22}$	1,2841	$b_a$	0,0694	$\pi_{20}$	0,1842
$K_{31}$	5,2077	$k_1$	0,3704	$\pi_{30}$	0,1805
$K_{32}$	1,6345	$k_2$	1,3275	$\pi_{40}$	0,0552
$K_{41}$	0,7986	$k_3$	8,3090	$\varphi_0$	0

Модель (1) представим в векторном виде:

$$dX_t/dt = f_t(X_t, \mu_m, v_s), \quad \varphi = C_t X_t, \quad (2)$$

где  $X_t = (\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \varphi)^T$  – вектор состояния,  $f_t$  – векторная функция,  $C_t = (0,0,0,0,1)$ . Вектор начальных условий  $X_{t_0} = (\pi_{10}, \pi_{20}, \pi_{30}, \pi_{40}, \varphi_0)^T$  отвечает номинальному режиму работы турбины, значения его проекций приведены в табл. 1.

Принципиальная схема следящего привода паровых турбин на рис. 2 включает электрогидравлический преобразователь (ЭГП), отсечной золотник (ОЗ), сервомотор (СМ), датчики положения (ДП), электронную часть (ЭЧ),  $p_n$  и  $p_c$  – давление насоса и слива жидкости. Построены линейные модели схем привода с различным числом датчиков и выполнена оптимизация параметров линейных моделей [3]. Наилучшие показатели качества получены для модели с тремя датчиками – золотника ЭГП (ЗЭГП), ОЗ и СМ. Разработана нелинейная модель привода в виде СДУ:

$dX_D/dt = f_D(X_D, u)$ ,  $\mu_m = C_D X_D$ , (3)  
 где  $X_D$  – вектор относительных переменных состояния привода,  $f_D$  – векторная функция,  $u$  – управляющее воздействие регулятора частоты. Эта модель учитывает упоры относительных переменных положения – ЗЭП  $\xi_y$ , ОЗ  $\sigma_s$  и СМ  $\mu_m$  (см. рис. 2):

$$\begin{aligned} -1 \leq \xi_y \leq 1, \quad -1 \leq \sigma_s \leq 1, \\ -1 \leq \mu_m \leq 0. \end{aligned}$$

По моделям (2) и (3) получена нелинейная модель турбины К-1000-60/1500 как объекта управления при изменении нагрузки:

$$dX_T/dt = f_T(X_T, u, v_s), \quad \varphi = C_T X_T, \quad (4)$$

$$X_T = \begin{pmatrix} X_D \\ X_t \end{pmatrix}, \quad X_{T0} = \begin{pmatrix} 0 \\ X_{t0} \end{pmatrix}, \quad f_T(X_T, u, v_s) = \begin{pmatrix} f_D(X_D, u) \\ f_t(X_t, \mu_m, v_s) \end{pmatrix}, \quad C_T = (0 \quad C_t).$$

**Модели систем управления турбиной.** На основании нелинейной модели турбины (4) построены нелинейные модели САУ частотой (САУЧ) для частичного сброса нагрузки с различными законами управления. Структурная схема САУЧ на рис. 3 включает регулятор частоты (РЧ) и модель паровой турбины (ПТ).

Управляющее воздействие  $u$  формируется по сигналу ошибки  $\varepsilon = \varphi_s - \varphi$ , где  $\varphi_s$  – заданное значение частоты. Поскольку в номинальном режиме  $\varphi_s = 0$ , то  $\varepsilon = -\varphi$ .

По модели ПТ (4) построены нелинейные математические модели ее САУЧ с различными регуляторами вида:

$$dX/dt = f(x, X, v_s), \quad y(x, t) = 100CX, \quad (5)$$

где  $X$  – вектор состояния системы,  $f$  – векторная функция,  $x$  – вектор из  $p$  переменных параметров регулятора,  $y = 100\varphi$  – отклонение частоты от ее номинального значения в процентах,  $C$  – вектор наблюдения. Для модели с пропорционально-интегрально-дифференциальным (ПИД) регулятором и переменными коэффициентами  $K_P$ ,  $\lambda_I$  и  $\lambda_D$  получим:

$$X = \begin{pmatrix} X_T \\ u_I \\ v_D \end{pmatrix}, \quad x = \begin{pmatrix} K_P \\ \lambda_I \\ \lambda_D \end{pmatrix}, \quad f(x, X, v_s) = \begin{pmatrix} f_T(X_T, u, v_s) \\ -\lambda_I \varphi \\ -\lambda_D (v_D - K_D \varphi) \end{pmatrix}, \quad C = (C_T \quad 0 \quad 0),$$

где  $u = -(K_P + K_D)\varphi + u_I + v_D$ .

**Задача оптимизация систем управления.** Цели технической реализуемости, ограничения максимального отклонения частоты, ограничения показателя колебаний частоты и обеспечения максимального быстродействия САУ учтем условиями:

$$a_i \leq x_i \leq b_i, \quad i = \overline{1, p}, \quad \sigma(x) \leq \sigma_m, \quad \zeta(x) \leq \zeta_m, \quad \min t_c(x), \quad (6)$$

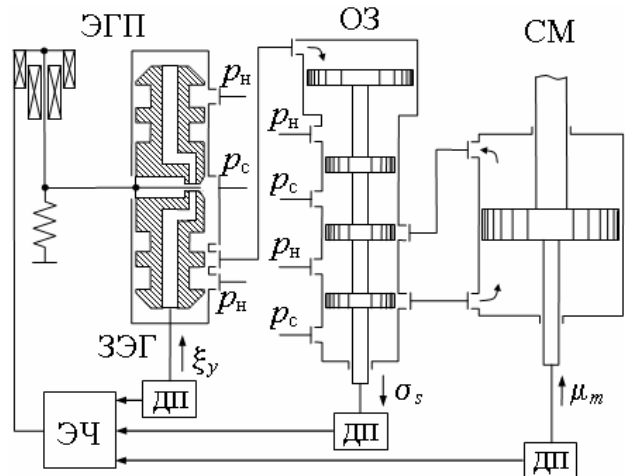


Рис. 2 – Принципиальная схема следящего привода

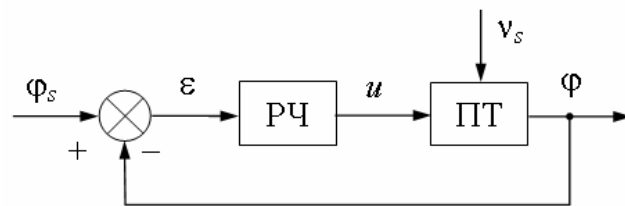


Рис. 3 – Структурная схема САУЧ

где  $a_i$  и  $b_i$  – ограничения переменных параметров;  $\sigma(x)$  и  $\sigma_m$  – максимальное отклонение частоты и его допустимое значение;  $\zeta(x)$  и  $\zeta_m$  – максимальный размах колебаний частоты и его допустимое значение;  $t_c(x)$  – время установления переходного процесса. Функции  $\sigma(x)$ ,  $\zeta(x)$  и  $t_c(x)$  получим в результате численного интегрирования нелинейной СДУ (5).

На основании неравенств из условий (6) сформируем штрафные функции:

$$g_1(x) = \sum_{i=1}^p [\max\{0, a_i - x_i\} + \max\{0, x_i - b_i\}], \quad g_2(x) = \sigma(x) - \sigma_m, \quad g_3(x) = \zeta(x) - \zeta_m. \quad (7)$$

Задачу синтеза САУЧ поставим в виде задачи условной оптимизации (6), которую будем решать методами векторной оптимизации [3, 4]. На основании условий (6) сформируем области в пространстве переменных параметров  $R^p$  путем пересечения и вычитания множеств:

$$G_k = \{x \mid g_k(x) \leq 0\}, \quad k = \overline{1, 3}; \quad (8)$$

$$D_1 = G_1, \quad D_2 = D_1 \cap G_2, \quad D_3 = D_2 \cap G_3; \quad (9)$$

$$H_0 = R^p \setminus D_1, \quad H_1 = D_1 \setminus D_2, \quad H_2 = D_2 \setminus D_3, \quad H_3 = D_3. \quad (10)$$

Обозначая относительное значение времени установления процесса  $\tau(x) = t_c(x)/T_f$ , где  $T_f$  – время наблюдения, и вводя  $g_4(x) = \tau(x)$  по выражениям (7)–(10) сформируем векторную целевую функцию (ВЦФ)

$$F(x) = \{(k, g_{k+1}(x)) \mid x \in H_k\}, \quad k = \overline{0, 3}. \quad (11)$$

Оптимизация ВЦФ (11) проводится на основании сравнения двух ее произвольных значений  $U = (U_1; U_2)$  и  $V = (V_1; V_2)$  операцией «лучше»

$$U < V = \begin{cases} 1, & (U_1 > V_1) \vee [(U_1 = V_1) \wedge (U_2 < V_2)], \\ 0, & (U_1 < V_1) \vee [(U_1 = V_1) \wedge (U_2 \geq V_2)]. \end{cases} \quad (12)$$

Для изучения, исследования и применения методов оптимизации создана лаборатория *OPTLAB* в системе *MATLAB*, которая включает базы данных методов и задач, подпрограммы методов оптимизации, общие утилиты методов, подпрограммы табличного и графического представления процесса оптимизации [6].

**Результаты оптимизации параметров регуляторов.** Выполнена оптимизация параметров регуляторов частоты. Для задачи синтеза САУЧ заданы значения параметров:  $\sigma_m = 2$ ,  $\zeta_m = 0,5$ , параметр зоны установившегося значения переменной  $y$   $\delta_y = 0,1$ , время наблюдения  $T_f = 8$  с, число шагов интегрирования  $L = 800$ , входное возмущающее воздействие  $v_s = -0,4$ . Для интегрирования СДУ применялся системный

метод первой степени [4]. В табл. 2 для П (P), ПД (PD), ПИ (PI), ПИД (PID) и нечеткого ПИ (FPI) РЧ приведены оптимальные значения параметров и показателей качества переходных процессов. Значения остальных

Таблица 2  
Оптимальные значения параметров и показателей качества

РЧ	$K_P^*$	$\lambda_I^*, c^{-1}$	$\lambda_D^*, c^{-1}$	$\sigma^*$	$\zeta^*$	$t_c^*, c$
P	100,000	–	–	1,577	0,254	3,950
PD	100,000	–	1,170	1,532	0,172	3,658
PI	100,000	14,984	–	1,567	0,442	4,257
PID	100,000	13,349	1,124	1,525	0,275	3,828
FPI	9,614	20,027	–	1,294	0,378	3,452

оптимальных параметров нечеткого регулятора:  $K_u^* = 11,513$ ,  $\xi_p^* = 0,494$ ,  $\eta_p^* = 0,428$ .

На рис. 4 представлены процессы выраженного в процентах отклонения частоты от номинального ее значения в оптимальных системах. Эти результаты позволяют сделать вывод, что ПИД регулятор и нечеткий ПИ регулятор с оптимальными значениями параметров обеспечивают наиболее быстрые переходные процессы с наименьшим отклонением частоты и нулевой статической ошибкой. По сравнению с результатами синтеза линейных систем управления турбиной [3] в нелинейных системах показатель размаха колебаний  $\zeta^*$  снизился, а время процесса  $t_c^*$  увеличилось.

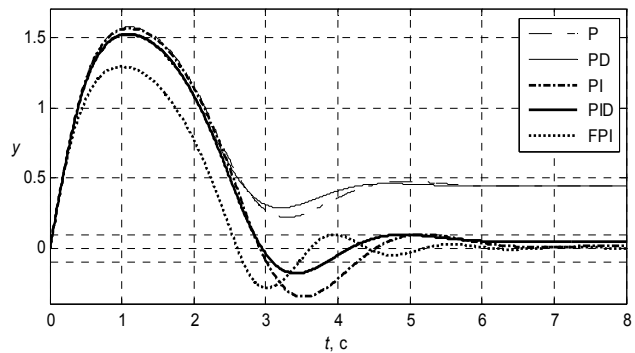


Рис. 4 – Изменение частоты при различных регуляторах

На рис. 5 представлен процесс оптимизации векторной функции (11).

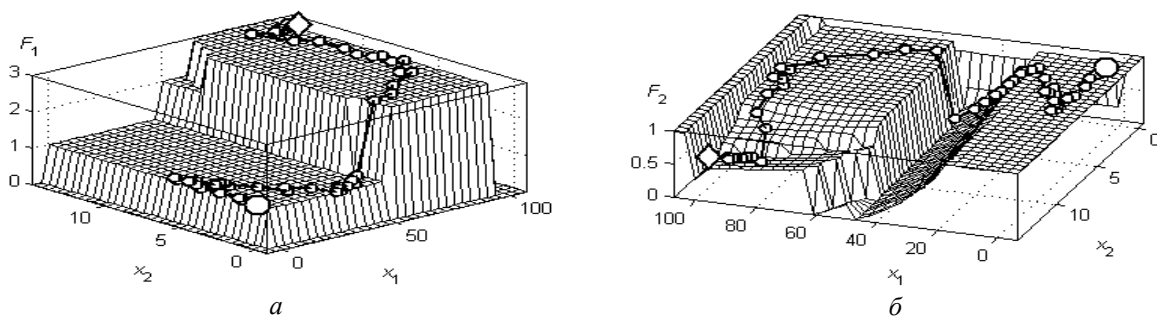


Рис. 5 – Оптимизация параметров ПИД регулятора с  $\lambda_D = \lambda_D^*$ : а –  $F_1(x)$ ; б –  $F_2(x)$

Поиск оптимальных значений параметров ПИД регулятора проведен векторным методом Нелдера-Мида с использованием операции сравнения (12) и начальным шагом  $h=1$  при  $x_1 = K_p$ ,  $x_2 = \lambda_I$ ,  $\lambda_D = \lambda_D^*$ . Отображены лучшие точки поиска, начальная точка  $x^{(0)} = (1; 1)$  отмечена кругом, конечная – ромбом.

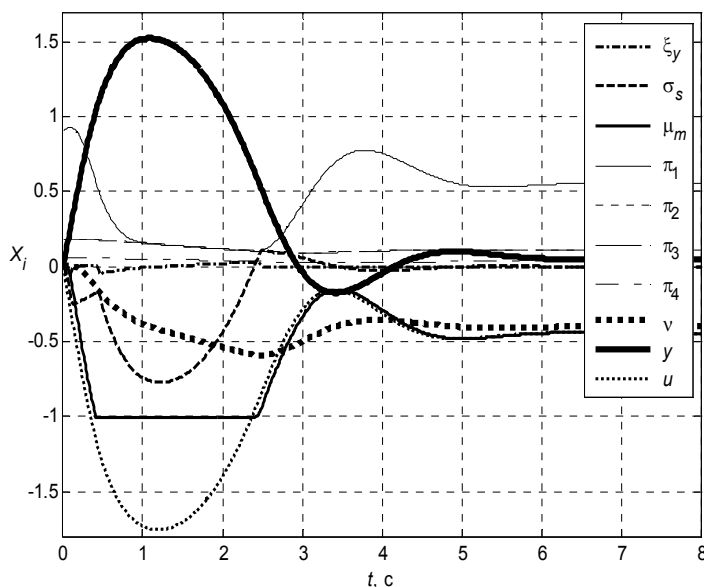


Рис. 6 – Процессы в оптимальной системе с ПИД регулятором

методом Нелдера-Мида с использованием операции сравнения (12) и начальным шагом  $h=1$  при  $x_1 = K_p$ ,  $x_2 = \lambda_I$ ,  $\lambda_D = \lambda_D^*$ . Отображены лучшие точки поиска, начальная точка  $x^{(0)} = (1; 1)$  отмечена кругом, конечная – ромбом.

Для оптимальной САУЧ с ПИД регулятором на рис. 6 представлены процессы изменения переменных состояния: положения золотника ЭГП  $\xi_y$ , ОЗ  $\sigma_s$ ,

сервомотора  $\mu_m$ ; давления пара в емкостях турбины  $\pi_1$ ,  $\pi_2$ ,  $\pi_3$  и  $\pi_4$ ; мощности турбины  $\nu$ ; частоты  $y$ ; сигнал регулятора  $u$ .

**Выводы.** Приведены нелинейные математические модели для отечественной паровой турбины К-1000-60/1500 и ее систем управления. Предложена векторная целевая функция для многоцелевой оптимизации систем управления паровой турбины. Результаты оптимизации систем управления частотой показали, что самыми эффективными являются ПИД регулятор и нечеткий ПИ регулятор, которые обеспечивают наиболее быстрые переходные процессы с наименьшим отклонением частоты.

**Список литературы:** 1. *Швецов, В.Л.* Результаты анализа динамических характеристик турбины К-1100-60/1500-2М при импульсных разгрузках по командам противоаварийной автоматики электрических сетей [Текст] / В.Л. Швецов, И.Н. Бабаев // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 8. – С. 50-58. – ISSN 2078-774X. 2. *Шехтер, М.В.* Современная электрогидравлическая система регулирования и защиты паровых турбин ЗАО «Уральский турбинный завод» [Текст] / М.В. Шехтер, И.Ю. Кляйнрок // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 8. – С. 105-112. – ISSN 2078-774X. 3. *Федянина, К.Б.* Оптимизация следящего привода и систем управления паровой турбиной с использованием генетических алгоритмов [Текст] / К.Б. Федянина, Е.А. Кучер, В.П. Северин // Техническая электродинамика. Тематический выпуск «Силовая электроника и энергоэффективность». – 2009. – Ч. 5. – С. 86–91. – ISSN 2004-3599. 4. *Северин, В.П.* Векторная оптимизация систем автоматического управления генетическими алгоритмами [Текст] / В.П. Северин // Техническая электродинамика. Тематический выпуск «Силовая электроника и энергоэффективность». – 2009. – Ч. 5. – С. 80–85. – ISSN 2004-3599. 5. *Северин, В.П.* Нелинейные модели систем автоматического управления паровой турбиной К-1000-60/1500 [Текст] / В.П. Северин, К.Б. Годлевская // Системний аналіз, управління та інформаційні технології. Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 30. – С. 115-120. – ISSN 2079-0023. 6. *Северин, В.П.* Структура лаборатории методов оптимизации OPTLAB в системе MATLAB [Текст] / В.П. Северин // Труды IV Всероссийской научной конференции «Проектирование инженерных и научных приложений в среде MATLAB». – Астрахань: Астраханский университет. – 2009. – С. 235–267. – ISBN 978-5-9926-0193-0.

*Поступила в редколлегию 15.01.13*

УДК 621:518.5

**Многоцелевая оптимизация систем управления паровой турбиной К-1000-60/1500 на основе векторной целевой функции** [Текст] / В.П. Северин, Е.Н. Никулина, К.Б. Годлевская // Вісник НТУ «ХП». Серія: Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 13(987). – С. 24-29. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Побудовані нелінійні математичні моделі систем автоматичного керування паровою турбіною К-1000-60/1500 в просторі станів з різними регуляторами. Запропонована векторна цільова функція для багатоцільової оптимізації систем керування паровою турбіною. Представлені результати багатоцільового параметричного синтезу нелінійних систем стабілізації частоти.

**Ключові слова:** парова турбіна, система керування, математична модель, багатоцільова оптимізація, векторна цільова функція.

Nonlinear mathematical models of automatic control systems of steam turbine К-1000-60/1500 are built in the space of states with different regulators. Vector objective function is proposed for multi-objective optimization of control systems of steam turbine. The results of multi-objective parametric synthesis of nonlinear systems of frequency stabilization are presented.

**Keywords:** steam turbine, control system, mathematical model, multi-objective optimization, vector objective function.

УДК 533.601

**В.Н. ГОЛОЩАПОВ**, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;  
**С.В. АЛЁХИНА**, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;  
**О.А. СИМБИРСКАЯ**, аспірант ИПМаш НАН України, Харків

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТОКА РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В ЗАЗОРЕ МЕЖДУ ВРАЩАЮЩИМСЯ ДИСКОМ И НЕПОДВИЖНОЙ СТЕНКОЙ

Исследована структура потока рабочей среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной стенкой при изменении величины зазора в диапазоне 1,8–5,8 мм, что соответствует значению переднего придискового зазора в ступенях ЦВД и ЦСД паровых турбин.

**Ключевые слова:** кольцевой радиальный диффузор, вращающийся диск, зазор, статическое давление, радиальная и тангенциальная составляющие скорости.

#### Введение

Течение пара в зазоре между боковыми поверхностями дисков ротора и диафрагмами статора турбины можно рассматривать как течение пара в радиальном кольцевом диффузоре. Анализ опубликованных исследований, расчетов и экспериментов показал, что пока не существует достаточно достоверного метода расчета характеристик таких течений, особенно в диффузорах с вращающейся стенкой [1–4]. Особенностью этого вида течений является то, что вращение ротора вызывает движение рабочей среды, находящейся возле диска, от оси вращения к периферии, под действием центробежной силы. При вращении диска в ограниченном пространстве возникает циркуляционное движение при отсутствии расхода через диффузор. Более сложную структуру движущегося от центра к периферии потока, создает расход рабочей среды через зазор, образованный диском и неподвижной стенкой.

Результаты исследования течений, используемые в практике турбостроения [2–5], относящиеся к определению структуры потока в кольцевом радиальном диффузоре преимущественно являются экспериментальными, и проведены на упрощенных моделях, полностью не отражающих реальную геометрию исследуемого объекта. Современные численные методы и реализованные на их основе программные комплексы позволяют моделировать трехмерные вязкие турбулентные течения, в том числе такие явления в них, как отрывные течения, вихревые зоны и другое.

Цель данного исследования – верификация компьютерной модели для идентификации структуры движения рабочей среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной стенкой в условиях отсутствия расхода через зазор.

Для проведения численных исследований была построена конечно-элементная модель, которая представляла собой кольцевой радиальный диффузор диаметром 400 мм, с неподвижной стенкой и вращающимся диском (рис. 1). На периферии диффузора его кольцевая щель перекрыта осевым усиком уплотнения длиной 1 мм, который вместе с неподвижным корпусом образует кольцевую щель шириной 0,5 мм. Зазор  $S$  между диском и неподвижной стенкой изменялся в пределах 1,8–5,8 мм, с образованием выступа на периферии стенки высотой 5 мм для зазоров  $S > 1,8$  мм.

Численный эксперимент проводился при отсутствии расхода через зазор и частоте вращения ротора 50, 3000 и 5000 об/мин.

Математическая модель рассматриваемого процесса включала в себя следующие уравнения:

---

© В.Н. Голощапов, С.В. Алёхина, О.А. Симбирская, 2013

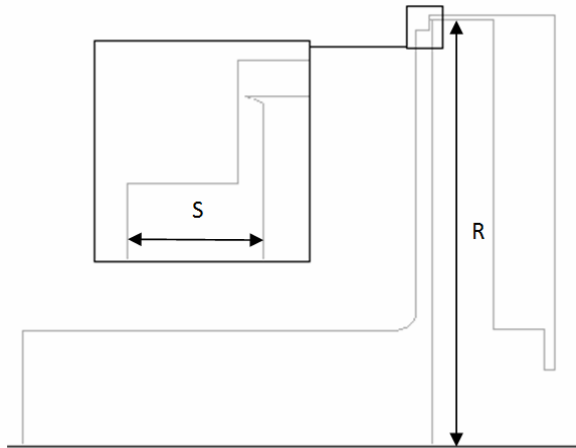


Рис. 1 – Расчетная область

барометрическое давление на входе и выходе.

- неразрывности (источники и стоки массы отсутствуют);
- количества движения вязкой жидкости Навье-Стокса;
- энергии (для воздуха).

Для замыкания система дифференциальных уравнений дополняется уравнением состояния идеального газа. Для вычисления турбулентных составляющих, входящих в уравнение Навье-Стокса и уравнение энергии, использовалась модель турбулентности «SST»  $k-\omega$ . В качестве граничных условий задавалось

### Результаты расчета

В качестве характеристик потока в ходе численного исследования рассматривались профили радиальной и тангенциальной составляющих скорости потока по ширине зазора. На рис. 2 и рис. 3 для относительного зазора (величина зазора, отнесенная к радиусу)  $\bar{S} = 0,009$  и  $\bar{S} = 0,029$  представлено распределение радиальной и тангенциальной составляющих скорости на радиусах  $\bar{R} = 0,5$  и  $\bar{R} = 0,95$ .

Результаты расчетов показали, что для всего диапазона исследованных величин зазоров  $0,009 \leq \bar{S} \leq 0,029$  характер течения рабочей среды остается подобным.

Профиль радиальной составляющей скорости по ширине зазора имеет максимум, смещенный в сторону стенки диска, а у поверхности стенки крышки возникают обратные токи. На малых радиусах течение среды имеет близкий профиль с противоположным направлением, принимая значение  $V_r = 0$  в средней части зазора ( $z/S \approx 0,5$ , где  $z$  – текущая координата). Чем больше величина зазора и чем выше частота вращения диска, тем больше максимум скорости смещен к поверхности диска.

Профиль тангенциальной составляющей скорости имеет максимум на поверхности диска. При увеличении зазора ( $\bar{S} = 0,019$ ) формируется четко выраженное ядро потока.

На периферии диффузора на профили скорости оказывает влияние вихревое течение у кромки неподвижной стенки и зубца диска, а также поворот потока к неподвижной стенке.

Зависимость распределения статического давления по радиусу диска от частоты вращения диска для зазоров относительной шириной 0,009 и 0,029 представлена на рис. 4. По оси абсцисс отложен радиус зазора, по оси ординат – изменение статического давления по радиусу.

Статическое давление по ширине зазора постоянное ( $P_{ст}(z) = const$ ), что соответствует результатам экспериментальных исследований [2, 3, 5].

### Выводы

Анализ изменения радиальной и тангенциальной составляющих скорости показал, что форма профиля  $V_r$  и  $V_t$  соответствует результатам экспериментальных исследований разных авторов.



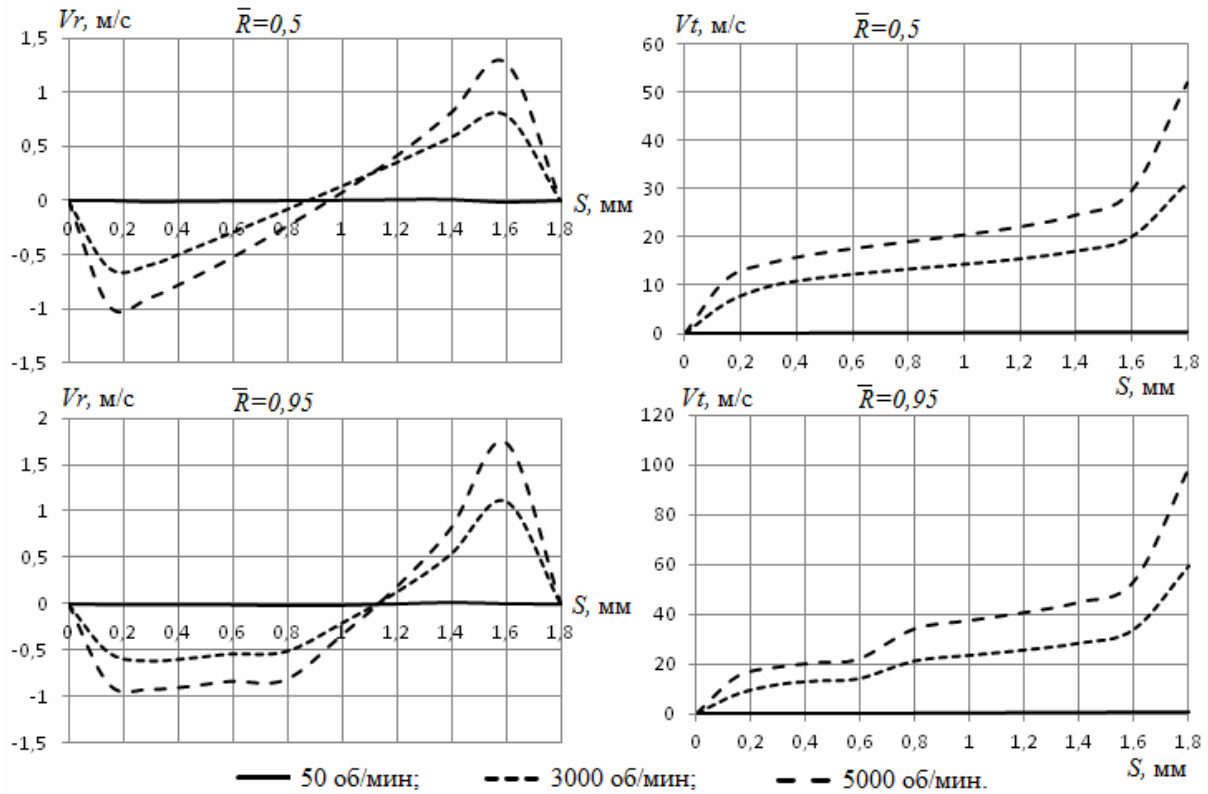


Рис. 2 – Профіли радіальної та тангенціальної складових швидкості потоку по ширині зазора ( $\bar{S} = 0,009$ ) на радіусах  $\bar{R} = 0,5$  і  $\bar{R} = 0,95$  при частоті вращення диска 50, 3000 і 5000 об/мин

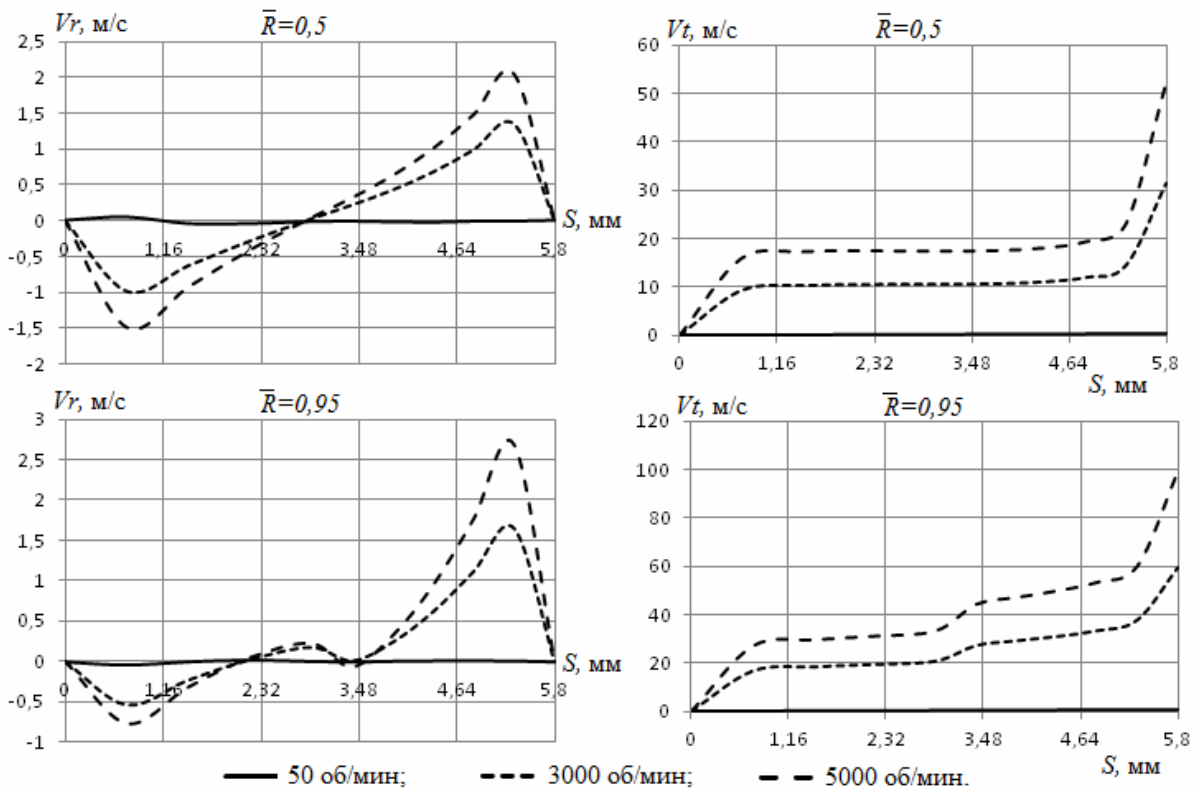


Рис. 3 – Профіли радіальної та тангенціальної складових швидкості потоку по ширині зазора ( $\bar{S} = 0,029$ ) на радіусах  $\bar{R} = 0,5$  і  $\bar{R} = 0,95$  при частоті вращення диска 50, 3000 і 5000 об/мин

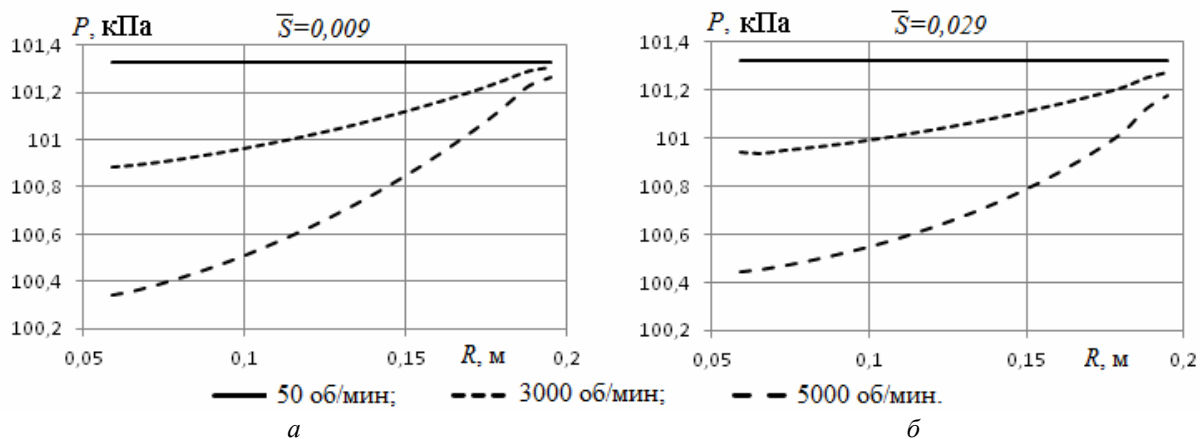


Рис. 4 – Распределение статического давления на неподвижной стенке вдоль радиуса для зазоров относительной шириной 0,009 (а) и 0,029 (б)

Анализ распределения статического давления по радиусу неподвижной стенки и отсутствия расхода рабочей среды в зазоре показал, что распределение  $P_{ст}$  также достаточно хорошо коррелирует с известными исследованиями других авторов.

Моделирование движения рабочей среды в зазоре, образованном неподвижной стенкой и вращающимся диском, с помощью трехмерной модели течения вязкой среды показало возможность и целесообразность использования данной модели для исследования структуры потока и распределения характеристик течения в придисковых зазорах турбинных ступеней.

**Список литературы:** 1. Швец, И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин [Текст] / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – К.: Наукова думка, 1974. – 487 с. 2. Седач, В.С. Коэффициенты расхода при течении через разгрузочные отверстия в дисках паровых турбин [Текст] / В.С. Седач // Паровые и газовые турбины. – 1960. – № 2. – С. 117-131. 3. Седач, В.С. Влияние расхода через полость между вращающимся диском и стенкой на распределение давления по радиусу [Текст] / В.С. Седач, В.Н. Голощапов // Энергетическое машиностроение. – 1967. – № 4. – С. 51-58. 4. Морозов, Б.И. Экспериментальное исследование протечек в ступенях турбины [Текст] / Б.И. Морозов // Труды МЭИ. – 1957. – Вып. 28. – С. 27-35. 5. Бондаренко, Г.А. Исследование гидродинамики потока между корпусом и дисками рабочих колес турбомашин [Текст] / Г.А. Бондаренко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2009. – № 4(18). – С. 37-40.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 533.601

**Моделирование потока рабочей среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной стенкой** [Текст] / В.Н. Голощапов, С.В. Алёхина, О.А. Симбирская // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 13(987). – С. 30-33. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Досліджена структура потоку робочого середовища в зазорі між диском, що обертається, і нерухомою стінкою при зміні величини зазору в діапазоні 1,8–5,8 мм, що відповідає значенню переднього придискового зазору в ступенях ЦВТ і ЦСТ парових турбін.

**Ключові слова:** кільцевий радіальний дифузор, обертовий диск, зазор, статичний тиск, радіальна і тангенціальна складові швидкості.

The structure of operating medium flow in the gap between the rotating disk and the stationary wall when the gap is in the range of 1,8–5,8 mm, which corresponds to the front neardisk's gap in the stages of HPC and MPC steam turbines was investigated.

**Keywords:** annular radial diffuser, rotating disk, gap, static pressure, radial and tangential velocity components.

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»;  
**А.Ю. БОЯРШИНОВ**, инженер ИПМаш НАН України, Харьков

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИКОРНЕВОЙ ЗОНЫ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ

Выполнены расчетные исследования прикорневой зоны рабочей лопатки последней ступени паровой турбины. Показано, что при уменьшении прикорневой галтели улучшается газодинамика без ухудшения прочностных показателей.

**Ключевые слова:** рабочая лопатка турбины, прикорневая зона, галтель, прочность, газодинамика.

### Введение

К наименее исследованным элементам проточной части паровой турбины относится прикорневая зона рабочих лопаток. Эта проблема особенно касается длинных лопаток части низкого давления. Проектирование этой зоны связано с двумя категориями – аэродинамическими и прочностными. Поскольку здесь имеет место сопряжение профильной части лопатки с поверхностью полки хвостовика практически под прямым углом, естественно, требуется для снижения концентрации напряжений выполнять радиус прикорневой галтели максимально возможной величины. Оценка максимального уровня напряжений в местах резких переходов рассматриваемых элементов по имеющимся в литературе сведениям о величинах коэффициентов концентрации не достоверна, поскольку эти данные основаны на решении плоских или осесимметричных задач теории упругости.

### Состояние вопроса

В данном случае задача осложняется тем, что здесь имеет место сопряжение двух объемных конструкций с различными формами и скелетными линиями поперечных сечений различной кривизны. Кривизна корневого профиля определяется газодинамическими параметрами, а кривизна осевой линии хвостовика технологическими факторами и добиться при этом полного совпадения форм активной части лопатки и хвостовика невозможно. Вследствие этого имеет место существенная неравномерность распределения напряжений в прикорневой зоне лопатки [1].

Исследования, проведенные на моделях, построенных на основе реальной рабочей лопатки последней ступени турбин ОАО «Турбоатом» с длиной рабочей части 1030 мм позволили впервые установить рациональные формы рассматриваемой прикорневой зоны.

Для снижения концентрации напряжений переход от поверхности лопатки к полке хвостовика выполняется галтелями. При отсутствии данных о характере напряженного состояния переходной зоны радиус галтели выбирается исходя из представлений о целесообразности выбора возможно большей его величины. Таким образом, радиус галтели величиной 45 мм для указанной лопатки был выбран достаточно произвольно. Поставленная задача заслуживает внимания с двух точек зрения. С одной стороны, чем больше радиус галтели, тем меньше неравномерность

---

© В.П. Субботович, Ю.А. Юдин, А.Ю. Юдин, А.Ю. Бояршинов, 2013

распределения напряжений в прикорневой зоне лопатки из-за снижения концентрации напряжений. С другой стороны увеличение радиуса галтели приводит к загромождению каналов рабочей решетки и создает ухудшенные условия течения рабочего тела. При этом следует отметить, что в корневой решетке шаговое отношение и без того очень низкое. Отношение шага к хорде профиля равно  $\sim 0,3$ . Канал при таких условиях характеризуется диффузорными участками. Общая картина такова, что не только ухудшается работа этой зоны, но и вытесняется рабочее тело в вышележащие каналы, что связано с загромождением прикорневой зоны и ухудшением её аэродинамических характеристик.

### Результаты исследований

В современных конструкциях лопаток последних ступеней с елочными хвостовиками для снижения неравномерности передачи силовых линий от активной части лопатки к хвостовику его тело выполнено по дугам окружностей, что позволяет приблизить кривизну хвостовика к кривизне скелетной линии корневого сечения лопатки [2]. При этом уменьшаются вылеты входной и выходной кромок (рис. 1, точки «а» и «в») относительно сечения хвостовика по первым впадинам.

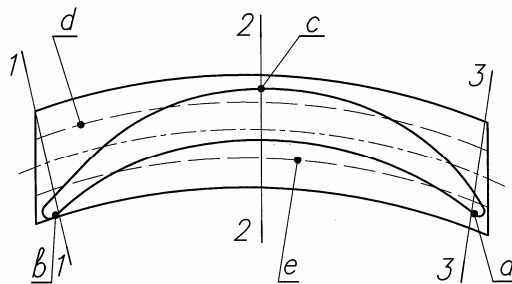


Рис. 1 – Корневое сечение:  
1, 2, 3 – исследованные сечения;  
а – входная кромка; в – выходная кромка;  
с – спинка; d, e – контуры сечения  
хвостовика по первым впадинам

Имевшие место в эксплуатации повреждения лопаток в зоне свисания выходной кромки профильной части лопатки за пределы переходной полки вызвали повреждения лопаток и послужили основанием для проведения усталостных испытаний натуральных моделей при асимметричном цикле нагружения. Устранение вылета выходной кромки корневого сечения обеспечило повышение усталостной прочности и надежности работы.

Резкое изменение форм сечений в зоне перехода от профильной части к хвостовой создает выраженный характер неравномерности распределения напряжений в сечении хвостовика по первым впадинам вблизи торцов с внутренней стороны профиля (точки «а» и «в», рис. 1) и в средней зоне с наружной стороны профиля (точка «с»), т.е. в местах, где элементы корневого сечения имеют максимальные вылеты относительно обводов сечения хвостовика по первым впадинам (контуры «е» и «d», рис. 1).

Устранение вылета выходной кромки корневого сечения обеспечило повышение усталостной прочности и надежности работы.

Представленные ниже результаты проведенных исследований показывают возможность выбора минимально допустимых радиусов галтелей по наружному и внутреннему контурам прикорневой зоны, исходя из условия сохранения конструкционной прочности лопатки, при улучшении аэродинамических характеристик.

Для исследования использован программный пакет ANSYS. Были выбраны три сечения (1, 2, 3 рис. 1) и получена картина распределения напряжений при различных радиусах прикорневой галтели по наружному и внутреннему контурам лопатки.

На рис. 2 приведено распределение напряжений при величинах радиусов галтели  $R$  равных 45 и 30 мм. При переходе от радиуса  $R = 45$  мм к радиусу  $R = 30$  мм практически не наблюдается изменения средних и максимальных напряжений. Однако в пределах нескольких процентов проявляется тенденция к снижению напряжений при

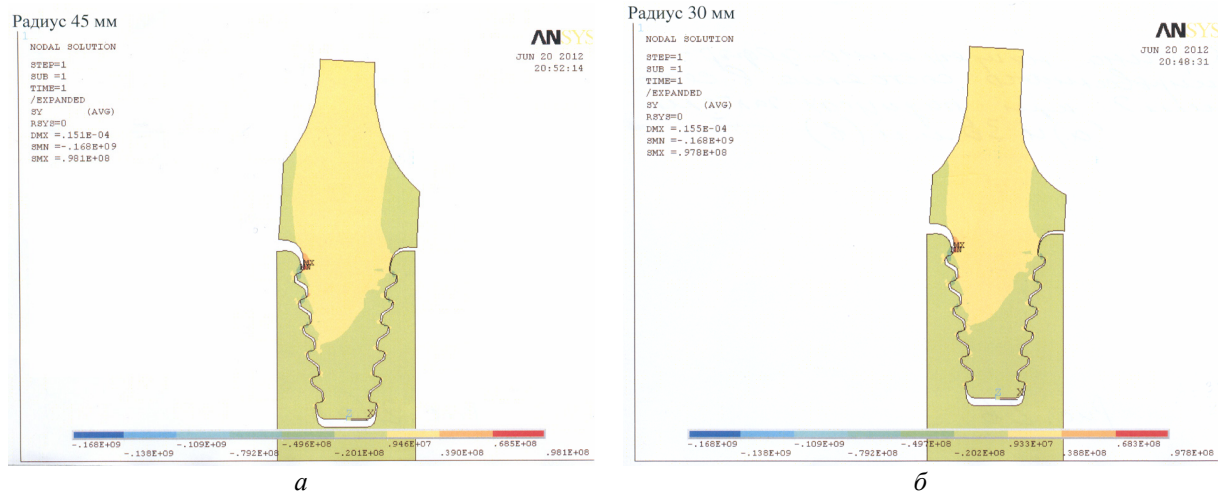


Рис. 2 – Картина напряженно-деформированного состояния в сечении 2 при радиусах галтели 45 мм (а) и 30 мм (б)

уменьшении радиуса галтели, что можно объяснить, главным образом, снижением массы галтели и, соответственно, нагрузки от центробежных сил при уменьшении радиуса. Таким образом, в исследованных пределах не выявлено отрицательного влияния уменьшения величины галтели на напряженное состояние прикорневой зоны лопатки.

Для исследования эффекта от уменьшения величины галтели на аэродинамику прикорневой зоны проведены расчетные исследования сечений лопатки.

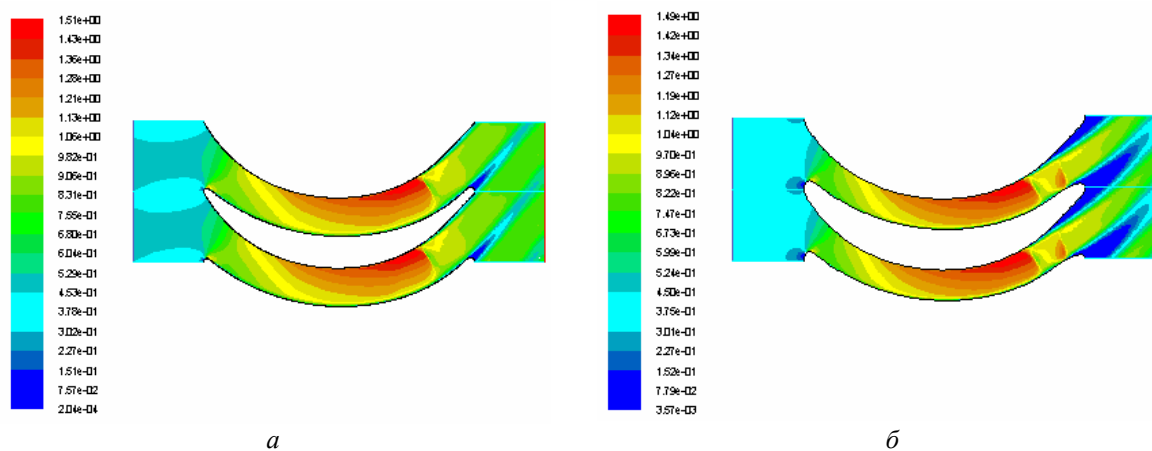
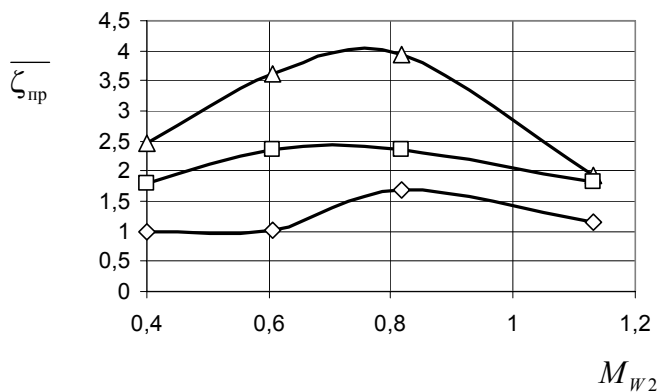


Рис. 3 – Распределение числа Маха в канале корневой зоны на режиме  $M_{W_2} = 0,82$  на расстоянии 30 мм от корня при  $R = 30$  мм (а) и  $R = 45$  мм (б)

Из распределения числа Маха в каналах корневой зоны с галтелями  $R = 45$  мм и  $R = 30$  мм на расстоянии 30 мм от корня (рис. 3) следует, что при одинаковом перепаде давлений, соответствующий теоретическому числу Маха  $M_{W_2} = 0,82$ , в обоих вариантах имеются местные сверхзвуковые зоны. В рассматриваемом канале при  $R = 30$  мм (рис. 3а) имеет место только один скачок уплотнения и небольшой локальный отрыв потока на спинке профиля до горлового сечения, а в узком канале с галтелью  $R = 45$  мм (рис. 3б) имеются два скачка уплотнения. Первый скачок возникает на спинке до горлового сечения примерно на таком же расстоянии от выходных кромок, как и в канале с  $R = 30$  мм, второй скачок уплотнения – со стороны животика

профіля вблизи выходной кромки. При этом отрыв потока развивается за пределы выходной кромки, что приводит к существенному увеличению кромочного следа и к изменению угла выхода потока.



$\diamond$  –  $\zeta_{pr}$  в канале корневой зоны без галтелей (на расстоянии 30 мм от корня при  $R = 30$  мм);  
 $\square$  –  $\zeta_{pr}$  в канале на расстоянии 20 мм от корня при  $R = 30$  мм;  
 $\Delta$  –  $\zeta_{pr}$  в канале на расстоянии 30 мм от корня при  $R = 45$  мм  
 Рис. 4 – Зависимость относительного коэффициента профильных потерь  $\zeta_{pr} = \zeta_{pri} / \zeta_{prmin}$  от числа Маха  $M_{W2}$

На данном этапе исследований определено, что при снижении величины галтели от  $R = 45$  мм до  $R = 30$  мм на расстояниях 20 мм и 30 мм от корня профильные потери в исследованном диапазоне режимов в пределах рассматриваемого участка лопатки снижаются в 2–2,5 раза при режимах близких к расчетному, а на других режимах в 2,5–3,5 раза (рис. 4).

### Выводы

Проведены расчетные исследования по определению распределения напряжений и аэродинамических характеристик прикорневой зоны рабочей лопатки.

Представленные результаты показывают возможность уменьшения радиусов галтелей по наружному и внутреннему контурам прикорневой зоны. Таким образом, решена комплексная задача – улучшение аэродинамического качества этой зоны лопатки при обеспечении прочностных показателей и надежности конструкции.

**Список литературы:** 1. Лейкин, А.С. Об общей неравномерности распределения напряжений в замках лопаток турбомашин в связи с влиянием профиля лопатки [Текст] / А.С. Лейкин // Изв. АН СССР, ОТН, Механика и Машиностроение, 1960. – № 4. – С. 149-153. 2. Сухинин, В.П. Экспериментальные исследования объемного напряженного состояния элементов лопаток [Текст] / В.П. Сухинин, И.Б. Волькевич // Динамика и прочность машин. – 1977. – Вып. 25. – С. 81-86.

Поступила в редколлегию 01.02.13

УДК 621.165

**Исследование прикорневой зоны рабочей лопатки турбины** [Текст] / В.П. Субботович, Ю.А. Юдин, А.Ю. Юдин, А.Ю. Бояршинов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 13(987). – С. 34-37. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконані розрахункові дослідження прикорневої зони робочої лопатки останнього ступеня парової турбіни. Встановлено, що при зменшенні прикорневої галтели поліпшується газодинаміка без погіршення міцностних показників.

**Ключові слова:** робоча лопатка турбіни, прикорнева зона, галтель, міцність, газодинаміка.

Computational investigations of last stage steam turbine rotor blade hub zone are performed. It is shown that reducing hub fillet improved gas dynamics without reducing strength characteristics.

**Keywords:** turbine rotor blade, hub zone, fillet, strength, gas dynamics.

УДК 519.6:533.6

**М.Н. ГРИЗУН**, преподаватель-стажер НТУ «ХПИ»;

**С.В. ЕРШОВ**, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАН Украины, Харьков

### **ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МНОГОМЕРНЫХ СЖИМАЕМЫХ ТЕЧЕНИЙ С ПОМОЩЬЮ МЕТОДА НЬЮТОНА**

Построена неявная итерационная разностная схема на основе метода Ньютона для многомерных уравнений газодинамики в форме Навье-Стокса. При дискретизации исходных уравнений для дифференциальных операторов не используются методы линеаризации и факторизации. Аппроксимация временных производных осуществляется на трехточечном шаблоне с помощью обратной разностной формулы второго порядка точности, пространственные производные аппроксимируются схемами повышенной точности *TVD* и *ENO*. Выполнено численное моделирование вязких трехмерных и невязких двухмерных течений. Показано согласование полученных решений с экспериментом. Проведена оценка скорости сходимости и предельного числа Куранта для неявной итерационной схемы и схемы Бима-Уорминга.

**Ключевые слова:** уравнения Навье-Стокса, неявная итерационная схема, метод Ньютона, *TVD*, *ENO*, порядок аппроксимации.

**Введение.** В последнее время наблюдается интенсивное развитие вычислительной аэродинамики. Методы численного моделирования трехмерных течений на основе решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса сегодня занимают прочное положение в системах проектирования турбомашин и используются для проверочных расчетов и доводки проточных частей. В тоже время включение этих методов в современные оптимизационные пакеты затруднительно, так как время расчета трехмерного течения вязкого газа в лопаточных аппаратах в зависимости от решаемой задачи и используемой вычислительной техники может составлять от нескольких часов до нескольких месяцев. Одним из путей преодоления этой проблемы является повышение эффективности современных численных методов: разработка численных алгоритмов, обеспечивающих ускорение сходимости решений.

Для решения множества задач аэродинамики применяются как явные, так и неявные разностные схемы. Среди распространенных явных разностных схем можно выделить схему Годунова [1], схемы повышенной точности *TVD* Колгана [2], *ENO* Хартена [3], *ISNAS* Зийлемы [4]. Однако невысокая вычислительная эффективность таких схем привела к необходимости разработки неявных разностных методов, которые, тем не менее, могут быть построены на основе вышеприведенных явных схем. Среди неявных схем предпочтение сегодня отдается итерационным методам, основанным на идеях Гаусса-Зейделя [5], схемам на основе методов переменных направлений, например, схеме Бима-Уорминга [6] и др. Хотя устойчивость неявных разностных схем выше, чем у явных, а сходимость быстрее, тем не менее, время расчета течений, представляющих сегодня практический интерес, оказывается чрезмерно большим. Кроме того, многие неявные методы построены с использованием приближенных подходов: линеаризации и факторизации, что приводит к снижению точности решений.

В настоящей работе рассматриваются результаты численного моделирования двухмерных и трехмерных течений невязкого и вязкого газа вокруг изолированного профиля и в решетке турбины с использованием новой итерационной разностной схемы, построенной на основе метода Ньютона и не использующей при аппроксимации

---

© М.Н. Гризун, С.В. Ершов, 2013

исходных уравнений линеаризации и факторизации дифференциальных операторов. Основное внимание уделено вопросам точности моделирования двухмерных и трехмерных течений невязкого и вязкого газа, и скорости сходимости решений.

**Постановка задачи.** В предложенной работе рассматриваются вязкие трехмерные и невязкие двухмерные течения в решетках профилей, которые могут быть описаны системами уравнений в форме Навье-Стокса и Эйлера соответственно. Система уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу в криволинейной трехмерной системе координат в консервативной форме имеет вид:

$$\frac{\partial(|J|Q)}{\partial t} + \frac{\partial \hat{F}_j}{\partial \xi^j} = 0; \tag{1}$$

$$Q = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u_1 \\ \rho u_2 \\ \rho u_3 \\ \rho e \end{pmatrix}; \quad \hat{F}_j = \hat{F}_j^I - \hat{F}_j^V = |J| \begin{pmatrix} \rho U^j \\ \rho U^j u_1 + \xi_1^j p \\ \rho U^j u_2 + \xi_2^j p \\ \rho U^j u_3 + \xi_3^j p \\ (\rho e + p) U^j \end{pmatrix} - |J| \begin{pmatrix} 0 \\ \xi_1^j \tau_{i1} \\ \xi_1^j \tau_{i2} \\ \xi_1^j \tau_{i3} \\ \xi_1^j \tau_{ik} u_k - \xi_1^j q_i \end{pmatrix},$$

где  $t$  – время;  $Q$  – вектор консервативных переменных;  $|J|$  – Якобиан преобразования координат;  $\rho$  – плотность;  $u_i$  – декартовы компоненты скорости;  $e$  – полная энергия единицы массы;  $p$  – давление;  $\hat{F}_j$  – векторы потоков;  $U^j = \xi_i^j u_i$  – контравариантные компоненты вектора скорости;  $\xi_j^i = \frac{\partial \xi^i}{\partial x_j}$  – метрические коэффициенты;  $\tau_{ij}$  – тензоры вязких напряжений;  $q_i$  – потоки тепла; индексы  $i, j, k$  принимают значения  $\overline{1,3}$ , здесь и далее подразумевается суммирование по повторяющимся индексам.

При проведении расчетов турбулентных течений исходные уравнения дополняются дифференциальной моделью турбулентности  $k-\omega$  SST [7].

Система Эйлера для описания течений невязкого газа в двухмерной системе координат не приводится, в связи с тем, что может быть очевидно получена из системы уравнений Навье-Стокса, если пренебречь вязкостью и теплопроводностью, а также исключить третье координатное направление.

**Итерационная разностная схема.** Для левой части системы уравнений Навье-Стокса (1) введено следующее обозначение:

$$R(Q) = \frac{\partial(|J|Q)}{\partial t} + \frac{\partial \hat{F}_j}{\partial \xi^j}.$$

Система уравнений (1) является нелинейной. К такой системе метод Ньютона [8] может быть применен в такой форме ( $k$  – номер итерации):



$$\frac{\partial R(Q^k)}{\partial Q}(Q^{k+1} - Q^k) = -R(Q^k). \quad (2)$$

Производная  $\frac{\partial R(Q^k)}{\partial Q}$  в системе (2) может быть вычислена приближенно с помощью численного дифференцирования, откуда итерационная формула Ньютона (2) для системы (1) приобретает следующий вид:

$$\left(\frac{\partial J|Q}{\partial t}\right)^{k+1} - \left(\frac{\partial J|Q}{\partial t}\right)^k + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left( (\hat{A}_j)^k \delta Q^{k+1} \right) = - \left( \frac{\partial J|Q}{\partial t} + \frac{\partial \hat{F}_j}{\partial \xi^j} \right)^k, \quad (3)$$

где  $\delta Q^{k+1} = Q^{k+1} - Q^k$  – приращение параметров на одной итерации;  $\hat{A}_j$  – матрицы Якоби невязких потоковых членов  $\hat{F}_j^l$  системы (1).

Производные по времени приближенно выражаются при помощи трехслойной обратной разностной формулы [9]. Производные по пространству в правой части итерационной формулы (3) аппроксимируются полностью неявно. Конкретный вид записи разностных аналогов пространственных производных будет рассмотрен ниже. После интегрирования равенства (3) по объему двухмерной ячейки и выполнения ряда преобразований можно получить следующую неявную итерационную разностную схему:

$$\left[ I + \frac{2}{3} \frac{\Delta t_m}{|J_m|} \frac{\partial}{\partial \xi^j} (\hat{A}_j)_m^{n+1,k} \right] \delta Q_m^{n+1,k+1} = -\Delta Q_m^{n+1,k} + \frac{1}{3} \Delta Q_m^n - \frac{2}{3} \frac{\Delta t_m}{|J_m| \Delta V_m^\xi} \left\{ (\hat{F}^j)_{m+1/2}^{n+1,k} \Delta \xi_{m+1/2}^s \Delta \xi_{m+1/2}^l - (\hat{F}^j)_{m-1/2}^{n+1,k} \Delta \xi_{m-1/2}^s \Delta \xi_{m-1/2}^l \right\}, \quad (4)$$

где  $s, l \neq j$ , по  $j$  – суммирование;  $\Delta t_m$  – шаг по времени;  $\Delta V_m^\xi$  – объем трехмерной ячейки;  $n$  – номер временного слоя;  $\Delta Q_m^n = Q_m^n - Q_m^{n-1}$  – приращение параметров на одном шаге по времени;  $\Delta Q_m^{n+1,k} = Q_m^{n+1,k} - Q_m^n$  – суммарное приращение в итерационном процессе на одном шаге по времени;  $m = m_1, m_2, m_3$  – индекс, обозначающий привязку к некоторой ячейке разностной сетки;  $m \pm 1/2$  – номер середины стороны сеточной ячейки по соответствующему сеточному направлению;  $\Delta \xi_{m \pm 1/2}^j$  – длины сторон сеточной ячейки.

В правой части разностной схемы (4) аппроксимация исходных уравнений (1) выполнена неявно без использования приближенных линеаризации и факторизации, применение которых в левой части (4) не оказывает влияние на точность решения при достижении сходимости.

Следует отметить, что построенная итерационная разностная неявная схема (4) на первой итерации совпадает с классической неявной схемой Бима-Уорминга [6]. Это позволяет утверждать, что нет нужды добиваться полной сходимости итерационного процесса, так как уже на первой итерации схема (4) имеет формально второй порядок аппроксимации по пространству.

**Аппроксимация пространственных производных в правой части.**

Потоковые слагаемые, содержащие невязкие члены  $\hat{F}_j^I$ , в правой части схемы данной работы (4) определяются с помощью решения задачи одномерного распада произвольного разрыва [1] на стороне сеточной ячейки в соответствующем пространственном направлении:

$$\left(\hat{F}_j^I\right)_{m\pm 1/2}^{n+1,k} = H\left(Q_{m\pm 1/2}^-, Q_{m\pm 1/2}^+\right),$$

где  $Q_{m\pm 1/2}^\mp = Q_m \pm \frac{\Delta\xi_m^j}{2} (Q'_m)^\mp$  – начальные условия для задачи одномерного распада разрыва,  $\Delta\xi_m^j$  – величина сеточного шага в соответствующем криволинейном направлении сетки;  $(Q'_m)^\mp$  – производные восполнения параметров по пространству внутри сеточной ячейки, способ нахождения которых определяет следующие разностные схемы:

1) *TVD* схема Годунова-Колгана [2] второго порядка точности:

$$(Q'_m)^\mp = \text{mm}(\hat{\Delta}Q_m, \hat{\Delta}Q_{m+1});$$

2) *TVD* схема с ограничителем *ISNAS* [4] третьего порядка точности:

$$(Q'_m)^\mp_{m\pm 1/2} = \begin{cases} \hat{\Delta}Q_{(m+1/2)\pm 1/2} \frac{(\hat{\Delta}Q_m)^2 + 3\hat{\Delta}Q_m \hat{\Delta}Q_{m+1}}{(\hat{\Delta}Q_m + \hat{\Delta}Q_{m+1})^2}, & \hat{\Delta}Q_m \hat{\Delta}Q_{m+1} > 0; \\ 0, & \hat{\Delta}Q_m \hat{\Delta}Q_{m+1} \leq 0; \end{cases}$$

3) *ENO* схема [3] второго порядка точности:

$$(Q'_m)^\mp = \text{mm}\left(\hat{\Delta}Q_m + \frac{1}{2} \text{mm}(\nabla Q_{m-1}, \nabla Q_m), \hat{\Delta}Q_{m+1} - \frac{1}{2} \text{mm}(\nabla Q_m, \nabla Q_{m+1})\right); \quad (5)$$

где  $\text{mm}(a,b) = \text{minmod}(a,b) = \begin{cases} \text{sgn}(a) \cdot \min(|a|, |b|), & a \cdot b > 0; \\ 0, & a \cdot b \leq 0; \end{cases}$   $\hat{\Delta}Q_m = \frac{Q_m - Q_{m-1}}{\frac{1}{2}(\Delta\xi_m^j + \Delta\xi_{m-1}^j)}$ ;

$\nabla Q_m = \frac{\Delta\xi_m^j + \Delta\xi_{m-1}^j}{\frac{1}{2}(\Delta\xi_{m+1}^j + 2\Delta\xi_m^j + \Delta\xi_{m-1}^j)} (\hat{\Delta}Q_{m+1} - \hat{\Delta}Q_m)$  – приращения по пространству.

Потоковые члены  $\hat{F}_j^V$ , в правой части схемы (4) вычисляются по вязким напряжениям, тепловым потокам и значениям примитивных переменных, определенных с помощью решения задачи одномерного распада разрыва на стороне сеточной ячейки в соответствующем пространственном направлении.

Схема (4) реализована в *CFD*-решателе программного комплекса *F* [12] наряду с известной неявной схемой Бима-Уорминга.

**Свойства схем.** Выполнено исследование некоторых свойств, таких как устойчивость и порядок аппроксимации, для неявной итерационной разностной схемы (4) данной работы, записанной для невязких уравнений Эйлера. В частности, доказана устойчивость явной *ENO*-схемы, которая может быть использована в правой части (4) при аппроксимации пространственных производных невязких потоковых членов. Также показано, что в случае выбора трехточечного шаблона для производной по времени и дискретизации пространственных производных потоковых членов со вторым порядком точности, неявная итерационная схема (4) аппроксимирует систему уравнений Эйлера со вторым порядком по пространству и времени на гладких решениях.

**Численные результаты.** Проведены численные исследования предложенной неявной итерационной схемы (4) с пространственной аппроксимацией повышенной точности в правой части. Рассмотрены трехмерное течение вязкого газа в решетке профилей Ходсона [10], а также двухмерное обтекание невязким газом профиля NASA0012 [11]. В качестве граничных условий на входе расчетной области заданы параметры торможения: полное давление, полная температура, и угол направления потока; на выходе – статическое давление. На твердых стенках предполагается справедливость условия непротекания (для течений невязкого газа – условие скольжения, а для вязкого газа – условие прилипания). В решетке на границах, отделяющих рассматриваемый межлопаточный канал от соседних каналов, выполняются условия периодичности потока.

Для расчетов обтекания профиля NASA0012 использовалась расчетная сетка с 75000 (250×300) ячеек. На рис. 1 приведены распределения коэффициента давления  $C_p$  вдоль хорды профиля на двух режимах: дозвуковом с углом атаки  $-1,25^\circ$  (см. рис. 1а) и сверхзвуковом с углом атаки  $-7^\circ$  (см. рис. 1б). На рис. 1а кривая 1 соответствует распределению, полученному авторами работы [11], кривая 2 – по схеме данной работы для двухмерных невязких течений, на рис. 1б такие распределения совпадают. Графики позволяют сделать вывод о приемлемом согласовании результатов по положению скачков. В тоже время результаты настоящей работы показывают лучшее выделение скачков.

Также проведено сравнение скорости сходимости решения по схеме данной работы (4) и по классической схеме переменных направлений Бима-Уорминга [6]. Рис. 2 иллюстрируют распределение полной силы для двух вышеупомянутых режимов течения на профиле, полученных по двум неявным схемам с явной *ENO*-аппроксимацией (5) потоков в правой части. Очевидно, что схема данной работы имеет более высокую скорость сходимости, чем схема Бима-Уорминга.

В табл. 1 приведены данные по времени расчета, предельному числу Куранта (*CFL*) и необходимому для сходимости количеству шагов по времени. Необходимо отметить, что время выполнения одной итерации по неявной итерационной схеме и одного шага по времени по схеме Бима-Уорминга примерно равны. Видно, что для первого и второго режимов удалось повысить предельное число Куранта в 5 и в 10 раз соответственно, уменьшить время расчета на 20 % и 75 % соответственно.

Проведены расчеты трехмерного течения вязкого газа в решетке Ходсона. Для проведения расчетов выбрана разностная сетка, состоящая из 1015680 (92×92×120) ячеек. На рис. 3 показаны изолинии числа Маха в среднем сечении на тангенциальной поверхности: а – по схеме данной работы (4), б – по схеме Бима-Уорминга. Для обеих

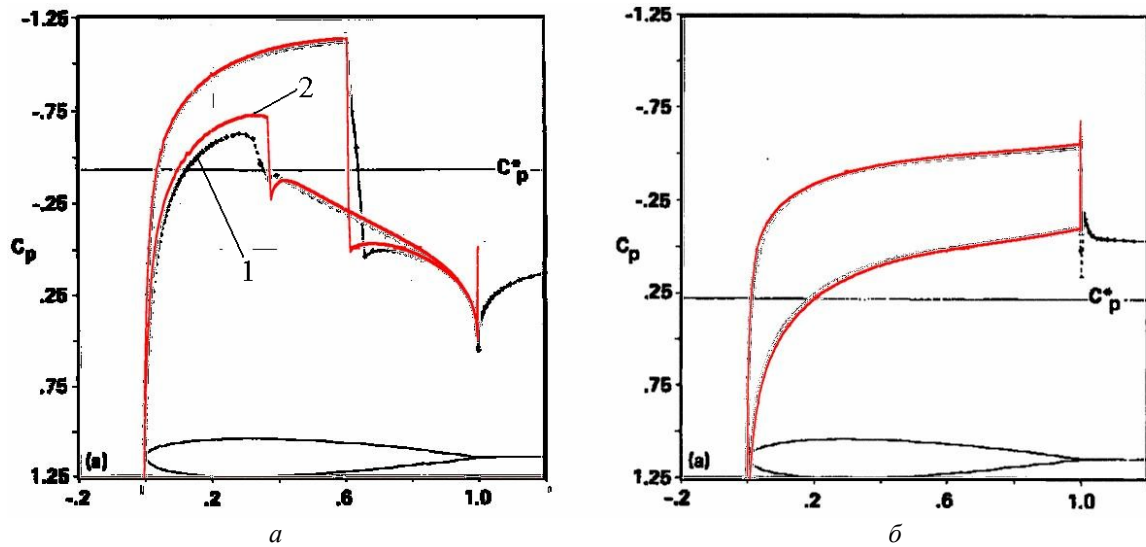
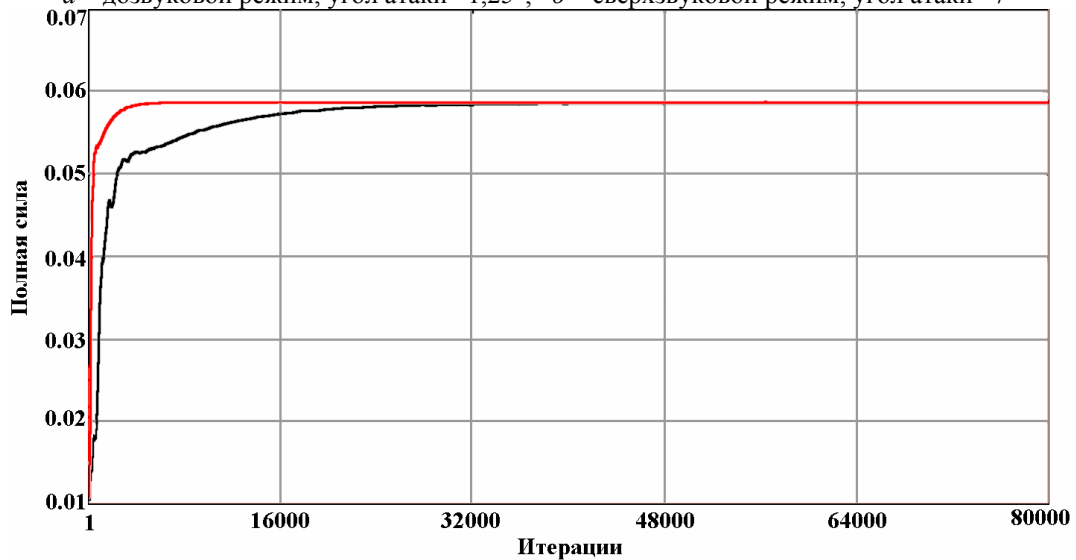


Рис. 1 – Распределение коэффициента давления на профиле NASA0012:

*a* – дозвуковой режим, угол атаки  $-1,25^\circ$ ; *б* – сверхзвуковой режим, угол атаки  $-7^\circ$



— - схема данной работы (4); — - схема Бима-Уорминга;

Рис. 2 – Распределение полной силы на профиле NASA0012, сверхзвуковой режим, угол атаки  $-7^\circ$

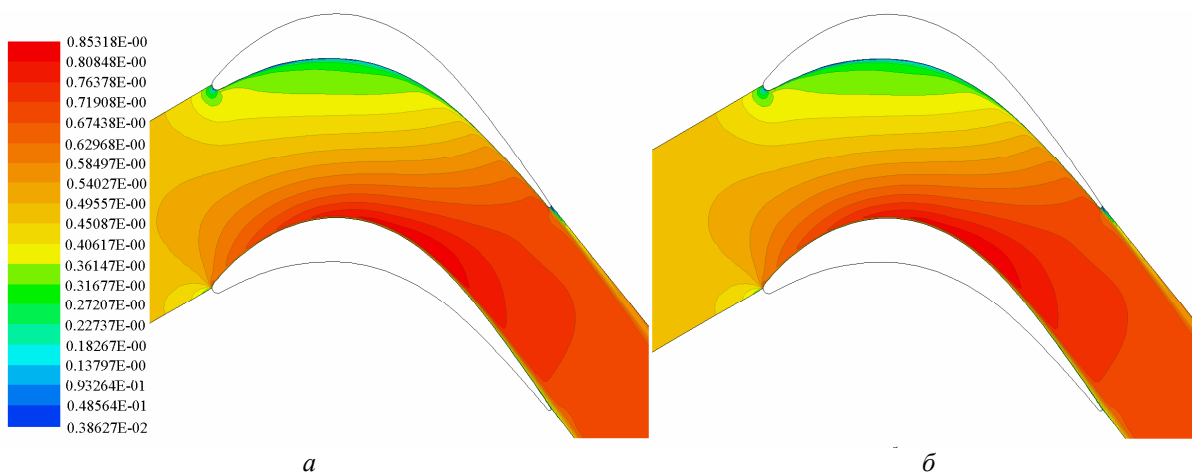


Рис. 3 – Изолинии числа Маха в решетке Ходсона:

*a* – по схеме данной работы (4), *б* – по схеме Бима-Уорминга

Таблица 1

Оценка предельного числа Куранта и времени сходимости по схемам данной работы (4) и Бима-Уорминга для расчета обтекания профиля НАСА0012

Режим течения	Схема Бима-Уорминга			Схема данной работы (5)			
	<i>CFL</i>	<i>S</i>	Шагов по времени	<i>CFL</i>	<i>S</i>	Шагов по времени	Приведенное время расчета <sup>1)</sup>
$M < 1,$ $\alpha = -1,25^\circ$	3	–	50000	15	0,25	20000	0,8
$M > 1,$ $\alpha = -7,0^\circ$	1	–	80000	10	0,75	10000	0,25

<sup>1)</sup> отношение времени расчета по схеме данной работы ко времени расчета по схеме Бима-Уорминга

схем потоки в правой части аппроксимируются с помощью явной *ENO*-схемы (5). Графики позволяют сделать вывод о согласовании решений, полученных по двум указанным схемам.

Выполнено сравнение полученных результатов с экспериментальными данными [10]. На рис. 4 приведены результаты визуализации течения на торцевой поверхности, полученные экспериментально и при расчете по разностной схеме настоящей работы. В обоих случаях можно заметить седловую точку, линии стекания потока, соответствующие ветвям подковообразного вихря и угловому вихрю, перетекание от стороны давления к стороне разрежения, формирующее канальный вихрь. В целом следует отметить качественное согласование численных и экспериментальных данных для течения в окрестности торцевой поверхности. В тоже время, следует заметить, что ни в данной работе, ни при ранее проведенных расчетах с помощью *CFD* решателей *F* [12] и *FlowER* [13, 14] для рассматриваемой модели турбулентности не удалось точно смоделировать отрывное течение на поверхности лопатки. Этот вопрос будет изучен в дальнейших исследованиях.

В таблице 2 приведены данные по времени расчета, предельному числу Куранта и необходимому для сходимости количеству шагов по времени. Видно, что предельное число Куранта при расчете вязких течений в решетке Ходсона было увеличено в 5 раз на первом уровне сетки, в 3 раза на втором и более чем в 2 раза на третьем. Скорость сходимости в среднем увеличилась на 35 %. График сходимости по полной силе, действующей на лопатку, приведен на рис. 5.

Таблица 2

Оценка предельного числа Куранта и времени сходимости по схемам данной работы (4) и Бима-Уорминга в решетке Ходсона

Уровень сетки	<i>BW (ENO)</i>		<i>Newton (ENO) (5)</i>		Приведенное время расчета <sup>1)</sup>
	<i>CFL</i>	Шагов по времени	<i>CFL</i>	Шагов по времени	
<i>I</i>	8	1000	40	250	0.5
<i>II</i>	8	2500	25	700	0.56
<i>III</i>	5	7000	12	3000	0.85

<sup>1)</sup> отношение времени расчета по схеме данной работы ко времени расчета по схеме Бима-Уорминга.

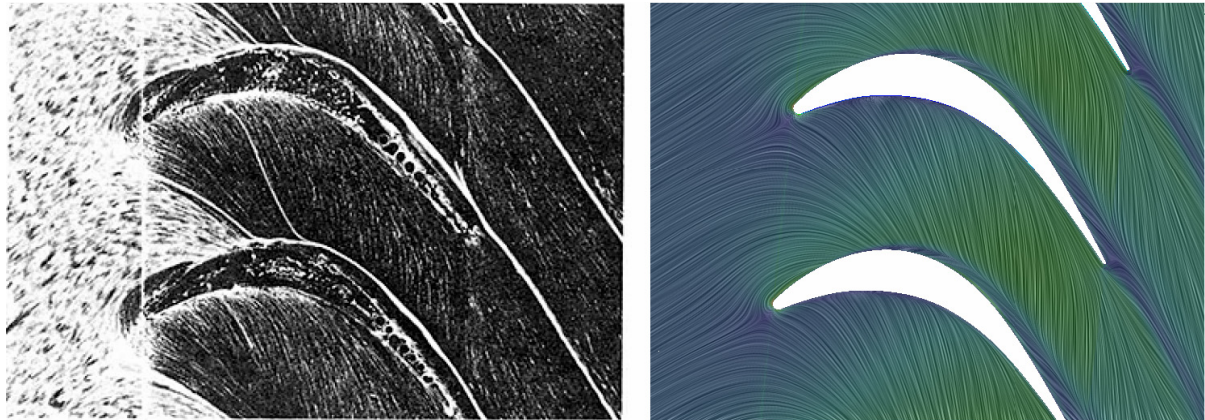


Рис. 4 – Визуалізація течення на торцевій поверхності для решетки Ходсона:  
 а – експериментальні дані; б – предельні лінії тока,  
 отримані за чисельними результатами нинішньої роботи

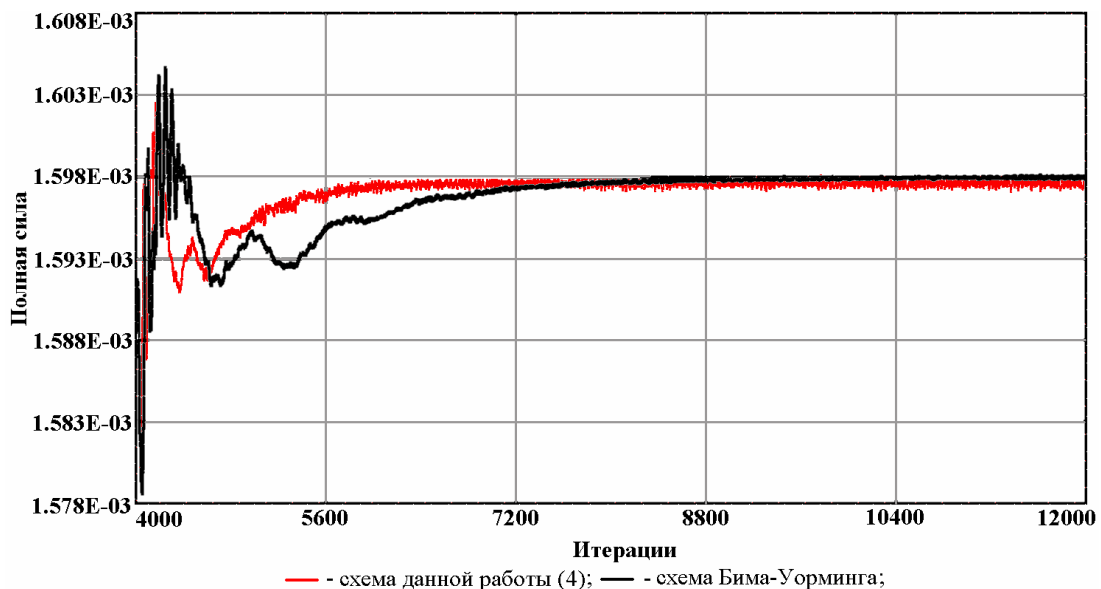


Рис. 5 – Розподіл повної сили на третьому рівні сітки (решетка Ходсона)

**Выводы.** В настоящей работе для решения системы уравнений Навье-Стокса построена неявная итерационная разностная схема на основе явных схем повышенной точности: *TVD*, *ENO*. Предложенная схема лишена погрешностей, возникающих в случае применения приближенных методов линеаризации, факторизации и т.д. Приведенный подход построения схемы позволяет добиться второго порядка аппроксимации по времени и по пространству на гладких решениях. Численное исследование показало, что построенная схема имеет более высокое быстродействие и является устойчивой при бóльших шагах по времени по сравнению с классической схемой Бима-Уорминга. Результаты, полученные по схеме данной работы, приемлемо согласуются с экспериментальными данными.

**Список литературы:** 1. Годунов, С.К. Разностный метод численного расчета разрывных решений гидродинамики [Текст] / С.К. Годунов // Матем. сб. – 1959. – Т. 47, Вып. 3. – С. 276-306. 2. Исследование возможностей модификации В.П. Колгана численной схемы С.К. Годунова, сохраняющей аппроксимацию на произвольных расчетных сетках [Текст]: техн. отчет / ЦИАМ; рук. Н.И. Тилляева.–

1983. – № 9860. – 46 с. **3. Harten, A.** Uniformly high-order accurate non-oscillatory schemes [Text] / A. Harten, S. Osher // SIAM J. Num. Analysis. – V. 24, No 2. – 1987. – P. 279-309. **4. Zijlema, M.** On the construction of a third-order accurate TVD scheme using Leonard's normalized variable diagram with application to turbulent flows in general domains [Text] // Delft University of Technology: Technical Report DUT-TWI-94-104. – 1994. – 25 p. **5. Jameson, A.** Transonic flow calculations for air-craft [Text] // Lecture Notes in Mathematics, Numerical Methods in Fluid Dynamics / F. Brezzi, ed. – Springer Verlag. – 1985. – P. 156-242. **6. Beam, R.M.** An implicit factored scheme for the compressible Navier-Stokes equations [Text] / R.M. Beam, R.F. Warming // Proc. AIAA 3rd Comput. Fluid Dyn. Conf. – Albuquerque, 1977. – P. 645-649. **7. Menter, F.R.** Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [Text] // AIAA J. – 1994. – V. 32, No 8. – P. 1598-1605. **8. Бахвалов, Н.С.** Численные методы [Текст] / Н.С. Бахвалов. – М.: Наука. – 1973. – 632 с. **9. Yao, J.** Development and validation of a massively parallel flow solver for turbomachinery flows [Text] / J. Yao, A. Jameson, J.J. Alonso, F. Liu // 38<sup>th</sup> Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, January 10-13, 2000. – Reno, NV. – AIAA Paper. – 2000. – № 00-0882. – 23 p. **10. Hodson, H.P.** Three Dimensional Flow in a Low-Pressure Turbine Cascade at Its Design Condition [Text] / H.P. Hodson, R.G. Dominy // Transactions of the ASME, J. of Turbomachinery. – V. 109, No 2. – 1987. – P. 177-185. – ISSN 0889-504X. **11. Yee, H.C.** Implicit TVD Schemes for Hyperbolic Conservation Laws in Curvilinear Coordinates [Text] / H.C. Yee, A. Harten // AIAA J. – V. 25, No. 2. – 1985. – P. 234-235. **12. Ершов, С.В.** Развитие комплекса программ расчета трехмерных течений вязкого сжимаемого газа в лопаточных аппаратах турбомашин [Текст] / С.В. Ершов, В.А. Яковлев, А.И. Деревянко, М.Н. Гризун, Д.А. Козырец // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – № 5. – С. 25-32. – ISSN 2078-774X. **13. Ершов, С.В.** Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовимірних турбомашинах «FlowER» [Текст] / С.В. Ершов, А.В. Русанов: Свідectво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996. **14. Ершов, С.В.** Численное моделирование тонкой структуры трехмерных течений [Текст] / С.В. Ершов, А.В. Русанов // Аэрогидродинамика: проблемы и перспективы. Сб. науч. трудов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2006. – Вып. 2. – С. 55-64.

*Поступила в редколлегию 15.01.13*

УДК 519.6:533.6

**Численное моделирование многомерных сжимаемых течений с помощью метода Ньютона** [Текст] / М.Н. Гризун, С.В. Ершов // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПИ», 2013. – № 13(987). – С. 38-46. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

Побудовано неявну ітераційну різницеву схему на основі методу Ньютона для багатовимірних рівнянь газодинаміки у формі Нав'є-Стокса. При дискретизації вихідних рівнянь для диференціальних операторів не використовуються методи лінеаризації та факторизації. Апроксимація похідних за часом здійснюється на триточковому шаблоні за допомогою зворотної різницевої формули другого порядку точності, просторові похідні апроксимуються схемами підвищеної точності *TVD* та *ENO*. Виконано чисельне моделювання в'язких тривимірних та нев'язких двовимірних течій. Показано узгодження здобутих результатів із експериментом. Проведено оцінку швидкості збіжності та граничного числа Куранта для неявної ітераційної схеми та схеми Біма-Уормінга.

**Ключові слова:** рівняння Нав'є-Стокса, неявна ітераційна схема, метод Ньютона, *TVD*, *ENO*, порядок апроксимації.

The implicit iterative difference scheme based on the Newton method was built for multidimensional equations of gas dynamics in Navier-Stokes form. Methods of linearization and factorization are not used for differential operators for discretizing the initial equations. Approximation of time derivatives is made on three-point pattern with second order backward difference formula, spatial derivatives are approximated with high-resolution *TVD* and *ENO* schemes. Numerical modelling of three-dimensional viscous and two-dimensional inviscid flows was made. It was showed an accordance of obtained results with experiment. An evaluation of rate of convergence and limit of Courant number was made for implicit iterative scheme and Beam-Warming scheme.

**Keywords:** Navier-Stokes equations, implicit iterative scheme, Newton method, *TVD*, *ENO*, approximation order.

УДК 534.014 : 621.165

**А.С. СТЕПЧЕНКО**, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;  
**А.Ф. КАБАНОВ**, зам. начальника отдела ОАО «Турбоатом», Харьков;  
**Е.Н. ДУДКИНА**, инженер-конструктор ОАО «Турбоатом», Харьков

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРПУСОВ ЦНД ТУРБИН «СТЕРЖНЕВОГО» ТИПА И АНАЛИЗ ИХ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ

Описана методика экспериментального определения динамических характеристик корпусов ЦНД на стенде ОАО «Турбоатом». Проведено сравнение экспериментальных амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) для типового ряда корпусов ЦНД «стержневого» класса с результатами численного моделирования. Скорректирована модель демпфирования и способы обработки экспериментальных АЧХ при определении логарифмических декрементов затухания ЦНД.

**Ключевые слова:** корпус турбины, колебания, динамическая податливость, модель демпфирования, параметрическое моделирование.

**Введение.** В первой половине 80-х годов ОАО «Турбоатом» приступил к выпуску типового ряда новой модификации корпуса цилиндров низкого давления (ЦНД), в котором с целью улучшения аэродинамических характеристик выхлопного патрубка вместо системы пластин в нижних половинах патрубков («сотовая» конструкция) применена система стержней («стержневая» конструкция). На сборочно-испытательном стенде ОАО «Турбоатом» проводились испытания с целью отработки динамических характеристик новых ЦНД и обеспечения отсутствия резонансов во встроенных опорах РНД вблизи рабочей частоты вращения [1]. Динамические характеристики опор РНД и корпуса ЦНД на сборочно-испытательном стенде завода находились путем последовательного возбуждения колебаний в вертикальном и поперечном направлениях с одновременной регистрацией параметров колебаний в различных точках ЦНД. Результаты испытаний показали наличие более густого спектра резонансных частот в рабочем диапазоне у ЦНД «стержневого» типа, чем у конструкций «сотового» типа.

Ранее проведенные экспериментальные и теоретические исследования показали, что динамические характеристики ЦНД изменяются в зависимости от конструкций ЦНД и фундамента [2–4]. Основным недостатком исследований вибраций ЦНД является то, что исследовались конкретные конструкции ЦНД турбоагрегатов, а не весь типовый ряд конструкций ЦНД. Авторами разработана суперэлементная параметрическая модель «стержневого» типового ряда корпусов ЦНД ОАО «Турбоатом» [5, 6], которая позволяет провести системные исследования влияния конструктивных изменений корпуса ЦНД и фундамента на их вибрационные характеристики. Особенно актуальной задачей является определение модели трения и методики определения коэффициентов демпфирования, поскольку используемая в ОАО «Турбоатом» модель трения Сорокина при густом спектре собственных частот дает недостоверные результаты.

**Постановка задачи.** На основе анализа методики экспериментального определения динамических характеристик на испытательном стенде ОАО «Турбоатом» провести сравнительные исследования модели Сорокина и модального демпфирования для определения коэффициентов трения и возможности их использования для расчетного прогнозирования динамических характеристик ЦНД «стержневого» типа.

© А.С. Степченко, А.Ф. Кабанов, Е.Н. Дудкина, 2013



**Описание экспериментальной установки для виброиспытаний ЦНД турбин.**

Установка и крепление ЦНД турбины на сборочно-испытательном стенде ОАО «Турбоатом» отличаются от их установки на ТЭС. Для стенда спроектирована установка блочной конструкции, с верхним несущим сооружением – рамой, в проемах которого размещены цилиндры турбины. Общий вид сборочно-испытательного стенда показан на рис. 1.

Конструкция состоит из стальных литых колонн. Стальные колонны устанавливаются на подкладные клинья и крепятся к чугунным фундаментным плитам шпильками или скобами, создавая достаточно жесткое и устойчивое сооружение. Выхлопные патрубки ЦНД опираются на фундамент по своему периметру специальной полкой – балконом, эта полка опоясывает цилиндр параллельно горизонтальному разьему и расположена чуть ниже последнего. На стендовом фундаменте ЦНД был закреплен на клиновых домкратах, через которые статические и динамические нагрузки передавались на блоки стендового фундамента.

Оборудование для возбуждения колебаний системы «ЦНД со встроенными опорами РНД – фундамент – основание» состоит из механического вибровозбудителя, приводного электродвигателя, вкладыша, теристорного блока управления и регулирования частоты вибровозбуждения конструкции ОАО «Турбоатом». Механический вибровозбудитель, предназначен для создания направленных вынуждающих динамических сил, действующих по одной из двух взаимно перпендикулярных осей: вертикальной и горизонтально-поперечной относительно оси турбоагрегата.

Вибровозбудитель последовательно устанавливался в специальном вкладыше, который в свою очередь устанавливается в расточках корпуса подшипников (рис. 2). Консольно к вибровозбудителю при помощи фланцевого соединения присоединен электропривод. В качестве электропривода используется электродвигатель постоянного тока.

Места под установку вибродатчиков тщательно очищаются от пыли и грязи и зачищаются наждачным полотном до металлического блеска.

Схема расположения точек (мест) установки вибродатчиков на корпусе «стержневого» ЦНД приведена на рис. 3.

Изменение ориентации вынуждающего усилия с вертикального направления на поперечное производилось поворотом роторов вибровозбудителя на 90°.

При испытаниях вибровозбудитель создавал направленное усилие, зависимость амплитудного значения которого от частоты как при вертикальном, так и при горизонтальном направлении определялась соотношением

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{г}} = K_0 \cdot n^2, \quad (1)$$

где  $Q_{\text{в}}$  – модуль вынуждающей силы в вертикальном направлении, Н;  $Q_{\text{г}}$  – модуль вынуждающей силы в горизонтальном направлении, Н;  $K_0$  – коэффициент, численная величина которого зависят от взаимного расположения неуравновешенных масс роторов вибровозбудителя, Н/(об/мин)<sup>2</sup>;  $n$  – частота вынуждающей силы равная частоте вращения ротора вибровозбудителя, об/мин.

**Теоретические основы методики испытаний.** Определение динамических характеристик опор валопровода турбоагрегата на сборочно-испытательном стенде производилось по методике НПО «ЦКТИ» [7], которая основывается на следующих теоретических положениях.

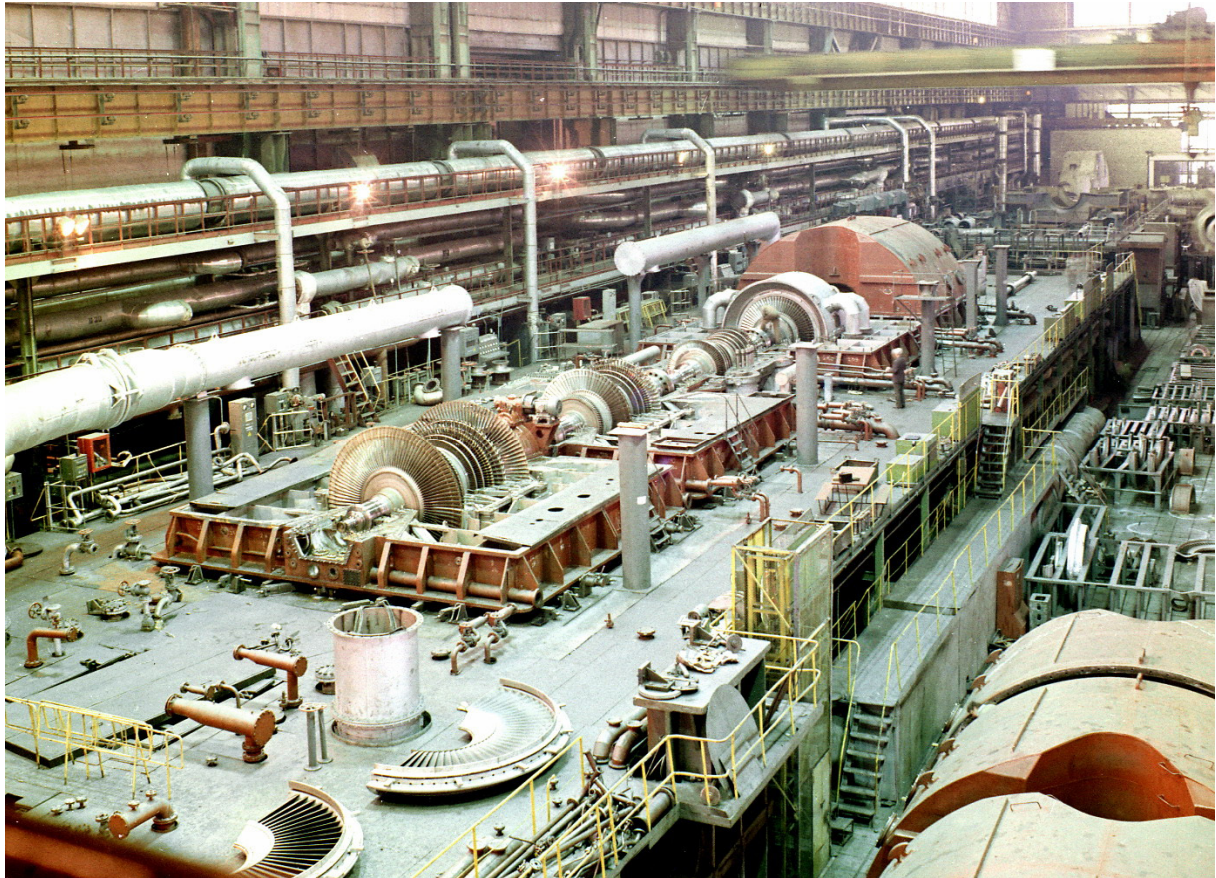


Рис. 1 – Сборочно-испытательный стенд ОАО «Турбоатом»

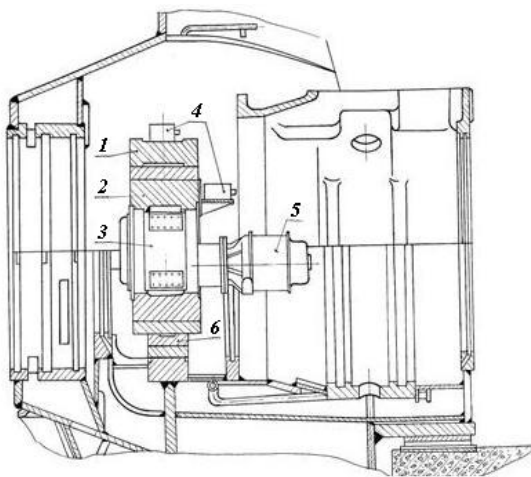


Рис. 2 – Эскиз установки вибратора в опоре:  
1 – бугель; 2 – вкладыш; 3 – вибратор;  
4 – датчик; 5 – электродвигатель;  
6 – полукольцо установочное

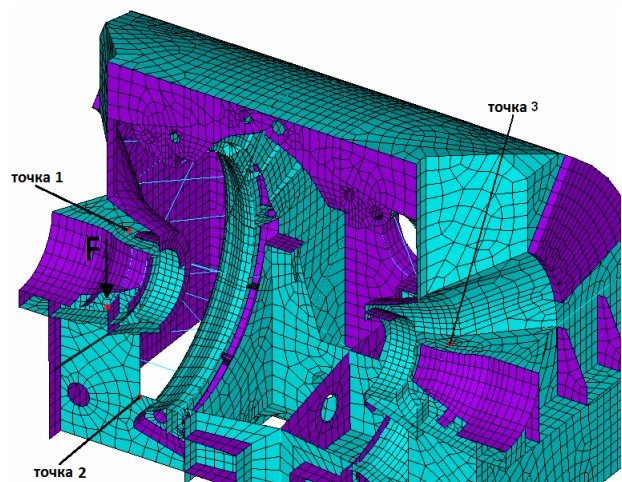


Рис. 3 – Схема расположения вибродатчиков

Вибрационные свойства опор валопровода описываются модулями аргументами главных и побочных комплексных коэффициентов динамических податливостей, резонансными частотами и коэффициентами рассеяния энергии при колебаниях.

Комплексные коэффициенты динамических податливостей являются



$\omega_n \leq \omega \leq \omega_b$  должны быть измерены амплитуды и фазы колебаний вкладышей 1, 2, ...,  $k$ , ...,  $m$ . Частота возбуждения должна изменяться ступенями с шагом не более 1 Гц. На каждой из ступеней измерения амплитуд и фаз должны выполняться после установления стационарных вынужденных колебаний элементов системы.

По данным измерений находятся зависимости

$$|\alpha_{kj}(\omega)| = \frac{|A_{kj}(\omega)|}{|Q_j(\omega)|}; \quad (6)$$

$$\varphi_{kj}(\omega) = \arg \bar{\alpha}_{kj}(\omega). \quad (7)$$

Комплексные значения коэффициентов динамических податливостей опор валопроводов являются интегральными характеристиками, отображающими упругие, массовые и диссипативные свойства системы. Поэтому определение динамических податливостей опор должно проводиться после полной сборки ЦНД и затяжки всего крепежа.

Для получения достоверных результатов методикой должно предусматриваться определение коэффициентов рассеяния энергии и логарифмического декремента затуханий во всех элементах системы, практически равных тем, которые будут в эксплуатационных условиях. Этому условию в наибольшей степени отвечают методики, основанные на возбуждении заранее известными усилиями вынужденных колебаний системы, регистрации параметров колебаний элементов системы и соответствующей обработке опытных данных.

Одна из таких методик была предложена Е.С. Сорокиным в работе [8], в которой наиболее общий метод экспериментального определения коэффициента рассеяния энергии в механической колебательной системе основан на сопоставлении энергии, рассеянной за цикл, с потенциальной энергией системы при резонансных колебаниях.

В соответствии с этой методикой коэффициент рассеяния энергии находится следующим образом:

$$\psi = \frac{\Delta W}{W}. \quad (8)$$

Применительно к резонансным изгибным колебаниям выражение для коэффициента рассеяния энергии в соответствии с [8] записывается следующим образом

$$\psi = \frac{\pi \cdot Q_{jp} \cdot A_{jp}}{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^m E_k \cdot J_k \int_0^{l_k} (A_{kq})^2 dl}, \quad (9)$$

где  $Q_{jp}$  – амплитуда возмущающей силы, приложенной в точке « $j$ » при резонансе системы;  $A_{jp}$  – амплитуда перемещений точки « $j$ » при резонансе системы;  $E_k \cdot J_k$  – изгибная жесткость « $k$ -го» элемента системы;  $l_k$  – длина « $k$ -го» элемента системы;  $A_{kq}$  – амплитуда колебаний точки « $q$ » « $k$ -го» элемента ( $0 \leq q \leq l_k$ );  $m$  – число элементов, составляющих систему.

Однако из-за чрезвычайно большого объема необходимых измерений, трудности установления в ряде случаев истинных величин жесткостей элементов этот метод не получил широкого распространения.

Для определения рассеяния энергии в системах с невысоким затуханием и неплотным спектром собственных частот Е.С. Сорокиным был предложен другой метод, также основанный на возбуждении и регистрации вынужденных колебаний

системы, но существенно менее трудоемкий по сравнению с вышеуказанным [9]. В силу простоты реализации эта методика широко используется при промышленных испытаниях сооружений [10–11]. Она же была использована ЦКТИ при обработке опытных данных, полученных при вибрационных испытаниях фундаментов и опор турбоагрегатов.

По этой методике логарифмический декремент колебаний  $\delta$  и коэффициент рассеивания энергии  $\psi$  определяется с помощью резонансных кривых и вычисляется по уравнениям

$$\delta = \pi \frac{p_2 - p_1}{p_p}; \quad \psi = 2\pi \frac{p_2 - p_1}{p_p}, \quad (10)$$

где  $p_2$  и  $p_1$  – соответственно, за- и дорезонансные частоты, при которых амплитуды колебаний равны 0,707 амплитуды резонансных колебаний с частотой  $p_p$ .

С помощью этих соотношений коэффициенты  $\delta$  и  $\psi$  определяются с тем большей точностью, чем меньше затухание в системе и чем больше интервалы между соседними резонансами.

Одним из достоинств этой методики является возможность дифференцирования оценки диссипативных свойств системы при различных частотах, величинах и ориентации возмущающих сил.

**Сравнительные исследования экспериментальных и расчетных АЧХ корпусов ЦНД «стержневого» типового ряда.** На испытательном стенде были проведены экспериментальные исследования динамических характеристик «стержневого» ЦНД турбины К-320 и получены АЧХ (кривая 3, рис. 4а, б) в точках показанных на рис. 3. Согласно методики применяемой в ОАО «Турбоатом» из полученных экспериментальных АЧХ были определены логарифмические декременты затуханий  $\delta_i$  по Сорокину Е.С. (10) на каждой собственной частоте  $p_i$  и затем определено усредненное значение для каждой точки. В результате для «стержневого» ЦНД турбины К-320 логарифмические декременты затухания  $\delta$  для точек № 1 и № 2 (рис. 3), которые равны 0,32 и 0,3, соответственно.

Для ЦНД турбины К-320, на основе ранее разработанной суперэлементной параметрической модели типового ряда [5, 6], были проведены расчеты собственных частот и форм [12] и получены АЧХ для точек № 1 и № 2 при определенных по вышеизложенной методике  $\delta$ . Результаты расчетных значений АЧХ приведены на рис. 4 (кривая 1). Как видно из сравнения экспериментальных и расчетных АЧХ они отличаются. Очевидно, что величина  $\delta$  завышена. Это связано с наличием большого количества резонансов в рабочем диапазоне, что приводит к взаимному влиянию их и противоречит гипотезе Сорокина Е.С. положенной в основу методики определения  $\delta$  применяемой в ОАО «Турбоатом» для стендовых испытаний. Путем варьирования величиной декремента затухания  $\delta$  было подобрано наилучшее значение по критерию среднеквадратического отклонения, которое равно 0,05 (кривая 2, рис. 4). Как видно из сравнения экспериментальной АЧХ и расчетной АЧХ при  $\delta = 0,05$  и этом случае имеется отличие между ними.

Это говорит о том, что логарифмические декременты для корпуса ЦНД по методике [11] определяются неверно и действительные значения логарифмического декремента затухания для каждой собственной частоты могут значительно отличаться. Также возможна ситуация, что в конструкции превалирует конструкционное трения и для каждого из элементов конструкции ЦНД свой коэффициент трения.

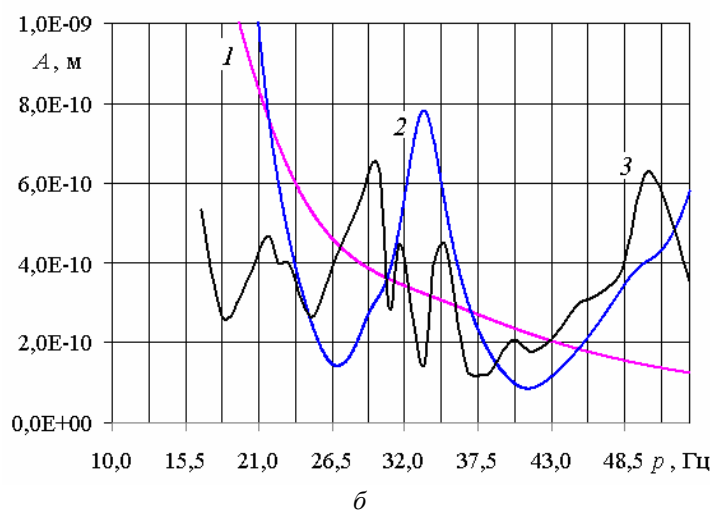
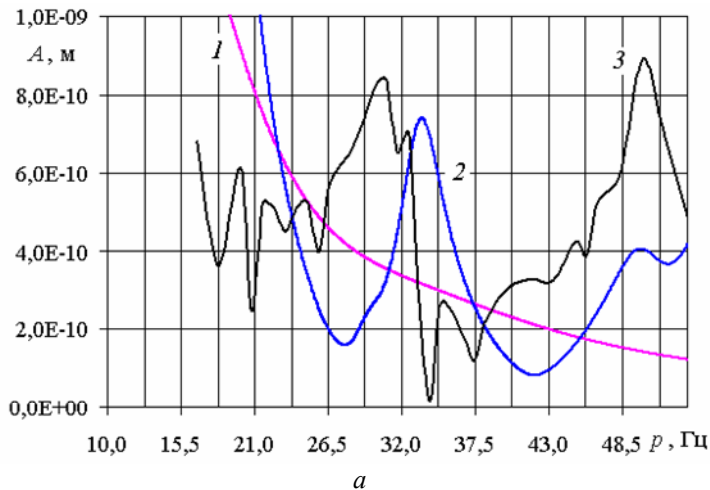


Рис. 4 – АЧХ вертикальных перемещений в точках опоры подшипника № 4 для «стержневого» ЦНД:  
 а – точка № 1 (кривая 1 –  $\delta = 0,32$ ;  
 кривая 2 –  $\delta = 0,05$ ; кривая 3 – эксперимент);  
 б – точка № 2 (кривая 1 –  $\delta = 0,3$ ;  
 кривая 2 –  $\delta = 0,05$ ; кривая 3 – эксперимент)

Было рассмотрено возможность применимости гипотезы модального демпфирования. Для этого на основе суперэлементной параметрической модели «стержневого» ЦНД турбины К-320 была проведена серия вариативных расчетов с целью подбора оптимальных логарифмических декрементов  $\delta_i$  для собственных частот  $p_i$  значения которых приведены в табл. В качестве критерия оптимальности было принято минимум среднеквадратического отклонения расчетных значений АЧХ от экспериментальных. Полученные величины  $\delta_i$  приведены в табл., а АЧХ на рис. 5а (кривая 2). Данная модель трения была протестирована для аналогичной точки № 3 (рис. 3) на опоре № 5 (рис. 5б, кривая 2).

При сопоставлении экспериментальных и расчетных кривых по модальной модели трения видно хорошее качественное и количественное совпадение максимальных значений амплитуд, однако имеется значительное отличие по величине частоты резонанса

на частоте 31 Гц (расчетное значение 34 Гц) и значительное отклонение характера кривой в районе групп резонансных частот 27–30 Гц и 39 Гц.

Таблица

Собственные частоты и логарифмические декременты затухания  $\delta_i$

№	Частоты	$\delta$	№	Частоты	$\delta$
1	12,488	0.6	8	33,408	0.05
2	15,733	0.6	9	39,123	0.04
3	18,101	0.6	10	39,163	0.04
4	27,079	0.6	11	39,233	0.04
5	27,159	0.5	12	39,276	0.04
6	29,662	0.5	13	50,050	0.015
7	29,914	0.05	14	56,469	0.02

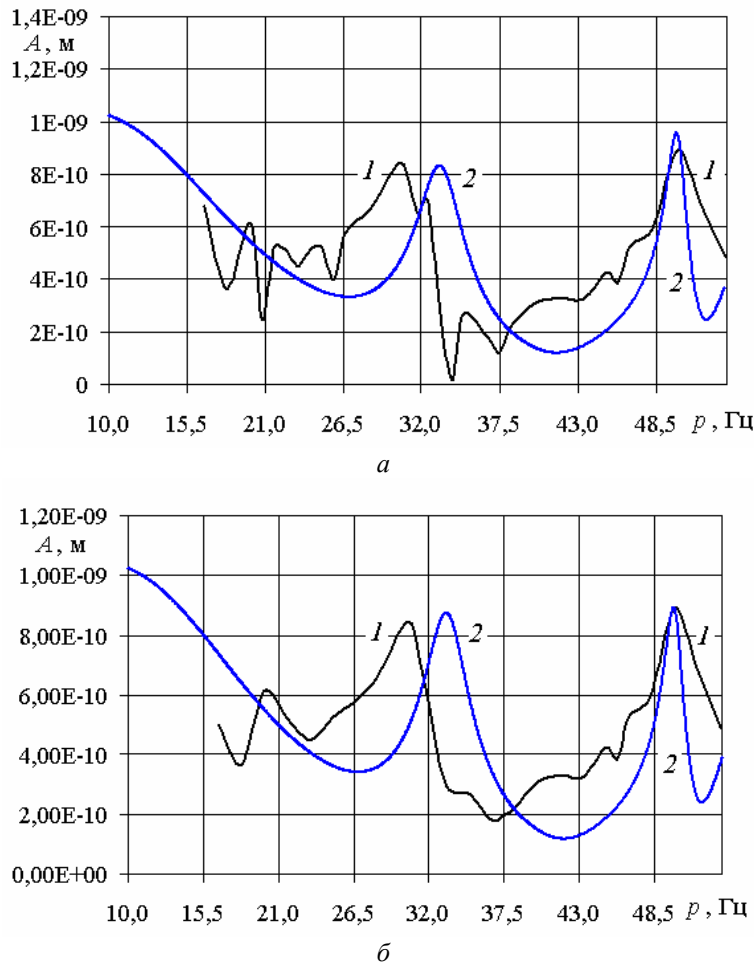


Рис. 5 – Подбор коэффициентов демпфирования:

*a* – для опоры № 4; *б* – для опоры № 5

(кривая 1 – эксперимент; кривая 2 – модальное демпфирование)

определением индивидуальных логарифмических декрементов затухания для каждого резонанса на основе сравнения экспериментальных и расчетных значений для разработанной суперэлементной параметрической модели «стержневого» ЦНД дает хорошее совпадение по максимальным амплитудами, но смещает величины резонансов.

4 Результаты исследований, говорят, что в ЦНД «стержневого» типа превалирует конструкционное трение ЦНД и необходимо разработка модели трения учитывающей возможность наличия разных коэффициентов трения для разных частей конструкции ЦНД.

**Список литературы:** 1. Орлов, И.И. Определение на стенде ОАО «Турбоатом» вибрационных характеристик ЦНД быстроходных турбоагрегатов для АЭС [Текст]: отчет № 046116/0-11357 / И.И. Орлов, В.В. Приходько, М.Б. Явельский. – НПО ЦКТИ; ОАО «Турбоатом», 1982. – 138 с. 2. Рабинович, Э.М. Исследование деформационного состояния ЦНД К-500-65/3000 в эксплуатации на ЛАЭС и ЦНД К-220-44-3 на Кольской АЭС. Часть II. Кольской АЭС [Текст]: отчет ЦКТИ / Э.М. Рабинович, Н.Н. Виноградов. – Л.: ЦКТИ, 1989. 3. Шульженко, Н.Г. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат-фундамент [Текст] / Н.Г. Шульженко, Ю.С. Воробьев. – К.: Научная мысль, 1991. – 232 с. 4. Степченко, А.С. Численные исследования динамических характеристик системы турбоагрегат-фундамент: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06; защищена 20.01.95; утв. 25.05.95 / Степченко Александр Станиславович. – Х., 1994. – 194 с. 5. Дудкина, Е.Н. Моделирование типового ряда конструкций корпусов цилиндра низкого давления мощных паровых турбин. Часть I. Классификация и разработка структурной схемы [Текст] / Е.Н. Дудкина, А.С. Степченко // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХПІ»: 36.

**Выводы.** Результаты расчетно-экспериментальных исследований динамических характеристик «стержневого» ЦНД турбины К-320 показали:

1 Применение методики Сорокина при определении логарифмического декремента затухания из экспериментальных АЧХ полученных на испытательном стенде ОАО «Турбоатом» для «стержневого» ЦНД недопустимо из-за густого спектра частот в рабочем диапазоне.

2 Применение модели трения с усредненным логарифмическим декрементом затухания для всех резонансных частот дает значительные отличие между экспериментальной и расчетной АЧХ.

3 Применение модальной модели трения с

наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2009. – № 42. – С. 147-154. **6. Степченко, А.С.** Моделирование типового ряда конструкций корпусов цилиндра низкого давления мощных паровых турбин. Часть II. Построение параметрической КЭ-модели для исследования динамических характеристик [Текст] / А.С. Степченко, Е.Н. Дудкина, В.А. Соболев // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХПІ»: 36. наук. праць – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – № 63. – С. 113-121. – ISSN 2078-9130. **7. Орлов, И.И.** Методика определения вибрационных характеристик мощных энергетических турбоагрегатов [Текст]: отчет № 21964 / И.И. Орлов, Н.Н. Ермаков // НПО ЦКТИ; ОАО «Турбоатом», 1972. – 67 с. **8. Сорокин, Е.С.** Динамический расчет несущих конструкций зданий [Текст] / Е.С. Сорокин. – М., 1956. **9. Сорокин, Е.С.** Динамика междуэтажных перекрытий [Текст] / Е.С. Сорокин. – М.: Стройиздат, 1941. **10. Мак-Гоннейгль, У.** Испытания без разрушения [Текст] / У. Мак-Гоннейгль. – М., 1965. **11. Орлов, И.И.** Динамические характеристики ЦНД для ТЭС и АЭС [Текст] / И.И. Орлов, В.В. Приходько, В.Г. Турапин, М.Б. Явельский // Труды ЦКТИ. – Л., 1989. – № 257. – С. 68-75. **12. Степченко, О.С.** Моделювання типового ряду конструкцій корпусів циліндра низького тиску потужних парових турбін. Частина 3. Порівняльне дослідження власних частот і форм корпусів ЦНТ «стержневого» типового ряду [Текст] / А.С. Степченко, О.М. Дудічна // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 67. – С. 103-112. – ISSN 2078-9130.

*Поступила в редколлегию 15.01.13*

УДК 534.014 : 621.165

**Экспериментальное определение динамических характеристик корпусов ЦНД турбин «стержневого» типа и анализ их демпфирующих свойств [Текст] / А.С. Степченко, А.Ф. Кабанов, Е.Н. Дудкина // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 47-55. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.**

Описано методику експериментального визначення динамічних характеристик корпусів ЦНТ на стенді ВАТ «Турбоатом». Проведено порівняння експериментальних амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) для типового ряду корпусів ЦНТ «стрижневого» класу з результатами чисельного моделювання. Скориговано модель демпфування і способи обробки експериментальних АЧХ при визначенні логарифмічних декрементів затухання ЦНТ.

**Ключові слова:** корпус турбіни, коливання, динамічна податливість, модель демпфування, параметричне моделювання.

A technique for the experimental determination of the dynamic characteristics of the LPC on the stand «Turboatom». A comparison of the experimental amplitude-frequency characteristics (AFC) for the type series enclosures LPC «beam» class with the simulation results. Adjusted damping model and methods of experimental response in determining the damping constant of LPC.

**Keywords:** turbine casing, vibration, dynamic compliance, damping model, parametric modeling.



УДК 621.165:539.4

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

## **КРИТЕРИИ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН**

Рассмотрены вопросы, связанные с определением остаточного ресурса службы высокотемпературных узлов турбоагрегата. Проанализированы факторы, определяющие продолжительность надежной эксплуатации турбоустановки: исчерпание длительной пластичности из-за ползучести материала; накопление повреждений в критических зонах роторов из-за малоциклового усталости.

**Ключевые слова:** ротор, ползучесть и длительная прочность, малоцикловая усталость.

### **Введение**

Ресурс паровых высокотемпературных турбин лимитируется, в основном, сроком службы роторов, которые эксплуатируются в жестких условиях. Это связано с высокими температурами и напряжениями, процессами накопления повреждений в металле по механизмам ползучести и малоциклового усталости, а также необратимыми изменениями свойств материала в процессе длительной работы. Сложность оценки эксплуатационной надежности цельнокovaných роторов определяется наличием в них высоконагруженных зон, в которых поврежденность накапливается по разным механизмам, что не позволяет ограничиться контролем какой-либо одной зоны, а требует применения комплекса расчетных методов и методов контроля для оценки общего состояния конструкции.

В проблеме расчета долговечности материалов при длительном статическом нагружении самостоятельное значение имеют два направления.

Первое – разработка методов прогнозирования времени до разрушения с использованием различных параметров и характеристик в зависимости от уровня действующих напряжений и уровня температуры, т.е. фактически построение кривых длительной прочности или параметрических кривых.

Второе связано с разработкой методов экстраполяции кривых длительной прочности на долговечность, превышающую как минимум на порядок максимальную долговечность, для которой исходные кривые длительной прочности получены экспериментально.

### **Анализ предыдущих исследований**

Вопросы исследования длительной прочности роторов рассмотрены в ряде работ [1–3].

В [4] на примере высокотемпературных роторов паровых турбин мощностью 200, 300 и 800 МВт представлены результаты расчета напряженного состояния в опасных зонах – с концентрацией напряжений. Определение ресурса основано на расчетной оценке исчерпания длительной прочности без учета циклических температурных деформаций. Существующие программы расчета напряженно-деформированного состояния составлены авторами на основе ряда сформированных положений, особо значимым из которых следует считать зависимость для определения эквивалентных напряжений

$$\sigma_3 = \left[ \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \sigma \cdot dt \right]^{1/b},$$

где  $\tau$  – расчетное ресурсное время;  $\sigma$  – рабочее напряжение;  $t$  – рабочее время;  $b$  – показатель степени из закона длительной прочности материала, аппроксимируемого зависимостью

$$t_p = \tau \cdot \left( \frac{\sigma}{\sigma_{д.п.}} \right)^{-b},$$

где  $t_p$  – время до разрушения при напряжении, равном  $\sigma$ .

В выводах дана оценка запасов по длительной прочности для сроков эксплуатации  $10^5$  и  $2 \cdot 10^5$  часов. Эти результаты получены из расчетов по теориям старения и течения. Их сопоставления показывают, что по теории старения величины запасов оказываются (хотя и незначительно) консервативнее, что повышает надежность оценки ресурса при использовании теории старения.

#### **Цель работы**

Анализ механизма ползучести, исчерпания длительной прочности и выработка усовершенствованных критериев, позволяющих установить реальные значения продленных ресурсов по сравнению с нормативными. Разработка критерия выбора допускаемого напряжения, обеспечивающего ресурс до 200 тысяч часов, на основе анализа характеристик жаропрочности и результатов эксплуатации существующих турбоустановок.

#### **Материал и результаты исследований**

При проектировании турбоагрегатов, эксплуатируемых до настоящего времени, расчетный ресурс назначался на основе данных по ползучести и длительной прочности материалов, полученных на стандартных образцах при относительно коротких временных базах.

В традиционной практике выбора запаса прочности используются значения максимальных напряжений, что в условиях ползучести приводит через относительно короткое время (по сравнению с ресурсом эксплуатации) к снижению пика напряжений и, таким образом, к фактическому увеличению принятого первоначального запаса прочности. Кроме того, в конструкции цельнокованого ротора напряжения изначально распределены неравномерно, обуславливая замедление роста суммарной деформации, что в свою очередь влияет на удлинение ресурса службы.

При выборе конструктивных форм и размеров элементов высокотемпературных турбин определяющим ресурс эксплуатации является фактор длительной прочности. Механизм действия наработки ресурса таков, что чем большее время должна прослужить деталь, тем более низкое значение имеет предел длительной прочности. Таким образом, при достаточно большом сроке службы, рабочие напряжения и предел длительной прочности могут сблизиться настолько, что может быть исчерпана несущая способность детали и произойдет ее повреждение по механизму ползучести.

Рассмотрим соотношения, связывающие изложенные выше положения.

Обычно при проектировании принимают величину деформации ползучести в пределах от 0,3 % до 1 %. Этой величине соответствует напряжение, обуславливающее накопление принятой (допустимой) деформации за назначенный срок службы. Чем меньше назначена деформация, тем ниже соответствующее ей напряжение – предел ползучести. Вместе с тем значение предела длительной прочности для назначенного ресурса имеет свою определенную величину и чем ниже, при этом, принятая суммарная

деформація за одно і то же время, тем больше отношение  $\sigma_{д.п}/\sigma_{п}$  ( $\sigma_{д.п}$  – предел длительной прочности,  $\sigma_{п}$  – предел ползучести для одних и тех же рабочей температуры и срока службы), т.е. запас принятого напряжения по отношению к пределу длительной прочности. При деформации порядка 1 % за  $10^5$  часов предел ползучести для роторной стали 20ХЗМВФА (ЭИ-415) примерно в 1,6 раза меньше предела длительной прочности (при рабочей температуре  $t_p = 500$  °С). Таким образом, при напряжении в детали равном пределу ползучести с деформацией не выше 1 % за назначенный срок обеспечивается запас рабочих напряжений по отношению к пределу длительной прочности  $n_{д.п} \geq 1,6$ , что соответствует нормативам. Это положение характерно для основных роторных сталей паровых турбин.

При более низких назначенных величинах деформации ползучести (определяющих конкретный уровень рабочих напряжений в детали) исчерпание длительной пластичности материала растягивается на больший срок.

Следует иметь в виду, что рассмотренные категории относятся к кованным материалам, характеризующимся более высоким качеством, чем литые. Однако изложенный подход сохраняется и для литых материалов.

Другое обстоятельство, приводящее к возможному увеличению ресурса по сравнению с расчетным, заключается в следующем. Внедрение в практику турбостроения пара сверхкритических параметров потребовало решения задачи определения ресурса службы, обусловленного, в основном, критериями длительной прочности и ползучести. Поскольку, как и прочие механические характеристики металла, длительная прочность и ползучесть определяются опытным путем, а к началу создания турбин на сверхкритические параметры значения длительных характеристик материалов были получены на базе испытаний  $10^4$  часов или, в лучшем случае,  $3 \cdot 10^4$  часов, необходимые данные для расчетного срока службы определяли экстраполяцией полученных опытным путем величин на временной базе  $10^5$  часов.

Естественно, что оправданный консервативный подход привел к некоторому занижению экстраполированных значений пределов длительной прочности и ползучести, влияющих на ресурс службы, который существенно превышает базовый (при испытаниях).

Определенную роль в увеличении наработки турбин сверх расчетного ресурса играет, например, и то, что максимальное исчерпание длительной пластичности и охрупчивание материала в роторах ВД и СД имеет место в зонах, где слабо проявляются циклические напряжения, способствующие более раннему образованию трещин. Образовавшийся дополнительный запас по пределу длительной прочности, который обусловлен вышеизложенными объективными факторами, приводит к замедлению охрупчивания металла, и, таким образом, к снижению вероятности более раннего появления критических трещин – основных факторов повреждения детали из-за исчерпания длительной пластичности и длительной прочности.

При проектировании введенных в эксплуатацию турбин мощностью 200 и 300 МВт на высокие начальные параметры в качестве критерия долговечности принимались рабочие напряжения с запасом 1,6 и более по отношению к пределу длительной прочности за  $10^5$  часов.

Анализ длительных характеристик роторных сталей использованных при проектировании и вводе в эксплуатацию упомянутых выше турбин показывает, что пределы длительной прочности за время службы  $2 \cdot 10^5$  часов меньше (при прочих равных условиях), чем за  $10^5$  часов примерно в 1,4–1,6 раза. Следовательно, при назначении рабочих напряжений в 1,6 раза меньше предела длительной прочности за

$10^5$  часов, по существу, получаем уровень напряжений близкий к пределу длительной прочности за  $2 \cdot 10^5$  часов. При этих напряжениях детали с запасом, соответствующим нормативному на ресурс  $10^5$  часов, при выработке ресурса  $2 \cdot 10^5$  часов, а возможно и позднее, должны получить повреждения. Естественно, что некоторый разброс по времени может иметь место из-за отклонений в показателях прочности материала и условий эксплуатации.

На основании вышеизложенного могут быть предложены критерии надежности при оценке возможной длительности эксплуатации высокотемпературных роторов при продлении ресурса.

Например, при продлении ресурса до  $\tau = 2 \cdot 10^5$  часов необходимо учесть возможное снижение механических свойств за счет разброса величин предела длительной прочности металла промышленной выплавки (по сравнению со справочными данными на основе лабораторных испытаний). Этот разброс укладывается в пределы  $\pm 15\%$ .

Второй фактор связан со снижением величины предела длительной прочности при экстраполяции на ресурс  $\tau = 2 \cdot 10^5$  часов по сравнению с расчетным ресурсом  $\tau = 10^5$  часов. Анализ характеристик металла показывает, что это снижение составляет в среднем (12–15) % [5].

При максимальном рабочем напряжении в роторе, не превышающем предел ползучести при 1 % деформации ( $\sigma_p \leq \sigma_n$ ) за  $10^5$  часов и используя данные [5] о величине предела длительной прочности за  $2 \cdot 10^5$  часов, представим критерий надежности при продлении ресурса в следующем виде

$$n_{д.п.(2 \cdot 10^5)} \geq \frac{\sigma_{д.п.(2 \cdot 10^5)}}{[\sigma_p]}, \quad (1)$$

откуда

$$[\sigma_p] \leq \frac{\sigma_{д.п.(2 \cdot 10^5)}}{n_{д.п.(2 \cdot 10^5)}}. \quad (2)$$

В выражениях (1) и (2) приняты следующие обозначения:

$\sigma_{д.п.(2 \cdot 10^5)}$  – предел длительной прочности материала ротора при ресурсе  $10^5$  часов;

$\sigma_p$  – рабочие максимальные напряжения, численно не превышающие значение предела ползучести  $\sigma_{n(1\%/10^5)}$  за  $10^5$  часов.

Удовлетворение соотношений (1) или (2) позволяет установить возможность продления срока эксплуатации высокотемпературных роторов до  $\tau = 2 \cdot 10^5$  часов при проведении ревизии состояния, соответствующей руководящим материалам [6].

В предложенных критериях (1) и (2) сохранен принцип консервативного подхода, обуславливающий снижение вероятности повреждения по механизму длительной прочности на ресурс  $\tau = 2 \cdot 10^5$  часов, основанный на том, что в проведенном анализе не учтен фактор, связанный с оценкой пластической деформации. С одной стороны следует ожидать увеличения принятой деформации за  $10^5$  часов при дальнейшей продленной эксплуатации. Вместе с тем, поскольку с пределом ползучести сравниваются максимальные напряжения в ограниченной зоне детали, при длительной эксплуатации эти напряжения перераспределяются и исчерпание длительной пластичности обусловлено более низкими средними напряжениями.

Расчеты деталей, выполненные с учетом ползучести, показывают, что это снижение составляет  $\sim 25\%$  за счет перераспределения максимальных напряжений [2].

Результаты испытаний, полученные в последнее время [5] показывают, что для роторной, наиболее распространенной марки стали 25X1МФ (P2M) при температуре  $t = (500-525)^\circ\text{C}$  отношение предела длительной прочности при  $\tau = 10^5$  часов к пределу ползучести за  $10^5$  часов при деформации 1 % составляет

$$\frac{\sigma_{\text{д.п.}(10^5)}}{\sigma_{\text{п.}(1/10^5)}} = \frac{200}{175} = 1,14. \quad (3)$$

Это свидетельствует о том, что при допускаемом напряжении для  $\tau = 10^5$  часов, соответствующем нормативам, деформация ползучести за  $2 \cdot 10^5$  часов будет существенно ниже 1 %.

С учетом изложенного можно предложить при новом проектировании, опираясь на данные о  $\sigma_{\text{п.}}$  на время  $\tau = 10^5$  часов, в качестве первой оценки по аналогии с выражениями (1) и (2) использовать следующие критерии допускаемого напряжения для ресурса  $2 \cdot 10^5$  часов (опираясь на новые данные о величинах предела ползучести для  $\tau = 10^5$  часов согласно [7]):

$$[\sigma_p] \leq \frac{\sigma_{\text{п.}(10^5)}}{K_1^{(n)} \cdot K_2^{(n)}}, \quad (4)$$

где  $K_1^{(n)} = 1,15$  – коэффициент, учитывающий разброс величин предела ползучести, устанавливаемый анализом справочных данных [5];

$K_2^{(n)} = 1,25$  – усредненный коэффициент снижения величины предела ползучести в интервале температур  $(500-525)^\circ\text{C}$  при деформации ползучести в интервале  $(0,5-1) \%$  за время  $\tau = 2 \cdot 10^5$  часов.

При этом допускаемое напряжение также должно соответствовать критерию

$$[\sigma_p]_{\text{д.п.}} \leq \frac{\sigma_{\text{д.п.}(10^5)}}{K_1^{(\text{дн})} \cdot K_2^{(\text{дн})}}, \quad (5)$$

где  $K_1^{(\text{дн})} = 1,15$  – коэффициент, учитывающий разброс величин предела длительной прочности;  $K_2^{(\text{дн})} = 1,1$  – коэффициент, учитывающий снижение предела длительной прочности при увеличении срока эксплуатации до  $\tau = 2 \cdot 10^5$  часов [5].

Поскольку повышенная деформация ползучести ведет к ускоренному истощению длительной пластичности, соблюдение критерия (4) весьма важно. Сравнивая критерии (4) и (5) можно увидеть, что произведения коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  находятся в соотношении

$$K_1^{(n)} \cdot K_2^{(n)} > K_1^{(\text{дн})} \cdot K_2^{(\text{дн})}; \\ (1,15 \cdot 1,25 > 1,15 \cdot 1,1).$$

При данных значениях этих коэффициентов, используя величины предела длительной прочности за  $10^5$  часов, аналогично (3) получим

$$K = \frac{\sigma_{\text{д.п.}(10^5)} \cdot K_1^{(n)} \cdot K_2^{(n)}}{\sigma_{\text{п.}(1/10^5)} \cdot K_1^{(\text{дн})} \cdot K_2^{(\text{дн})}} = 1,14 \cdot \frac{1,15 \cdot 1,25}{1,15 \cdot 1,1} = 1,3 \quad (6)$$

и при расчетном напряжении  $\sigma_p$ , соответствующем критерию (4), оно будет также ниже критерия, определенного по (5), обуславливая меньшую величину деформации ползучести.

При наличии достоверных данных по уровню предела длительной прочности для роторов вновь проектируемых турбин критерий допускаемого напряжения на ресурс  $2 \cdot 10^5$  часов можно представить в следующем виде

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{д.п(2 \cdot 10^5)}}{K}, \quad (7)$$

где  $K$  – коэффициент, определяемый формулой (6).

Допускаемое напряжение  $\sigma_p$ , согласно (7), определяется исходя из величины предела длительной прочности за  $2 \cdot 10^5$  часов.

В данном случае, как и для всех рассмотренных выше критериев, присутствует скрытый запас, связанный с тем, что предполагается сопоставление с допустимыми максимальными напряжениями, которые снижаются из-за ползучести материала.

Конструкция турбинного ротора представляет собой осесимметричное тело вращения с довольно сложным меридиональным профилем. В цельнокованом роторе между откованными заодно с валом дисками имеются кольцевые проточки для уплотнений и так называемые терморазгрузочные канавки.

При номинальной нагрузке металл ротора подвергается воздействию высокой температуры, изменяющейся по его длине от (510–520) °С до ~350 °С в хвостовой части ротора. При пуске турбины, когда необходимо прогреть ее элементы до номинального состояния, величины термических напряжений, возникающие в различных зонах ротора, определяются градиентами температур пропорциональными скорости прогрева, продолжительность которого лимитируется временем пуска.

Для повышения маневренности турбоагрегата время пуска стремятся минимизировать. Это приводит к повышению термоциклических напряжений, способных, при их достаточно высоком уровне, привести к возникновению трещин в зонах с высокой концентрацией напряжений.

Сопротивление разрушению при циклическом деформировании разупрочняющихся материалов, к которым относятся теплоустойчивые среднелегированные стали, существенно зависит от характера нагружения (мягкое или жесткое) и циклически деформированных состояний этого материала. Деление материалов на циклически упрочняющиеся, стабильные и разупрочняющиеся носит несколько условный характер, так как поведение определенного материала при циклическом деформировании зависит от температуры, его исходного состояния (наклеп, термообработка) и других факторов.

При мягком (постоянная амплитуда напряжений) нагружении циклически разупрочняющихся или стабильных металлов накапливаются пластические деформации, которые могут привести к двум типам разрушения – квазистатическому и усталостному. Квазистатическое связано с возрастанием остаточных деформаций до уровня, соответствующего разрушению при однократном статическом нагружении. Разрушение усталостного характера связано с накоплением повреждений и образованием прогрессирующих трещин при снижении пластической деформации.

При жестком нагружении (когда напряжения от цикла к циклу могут меняться при сохранении величины амплитуды) нет накопления деформации, однако, и в этом случае возможно квазистатическое разрушение и все материалы разрушаются по усталостному типу с образованием трещин.

Подытоживая рассмотренные выше положения и учитывая результаты расчетных и экспериментальных исследований, а также анализ эксплуатационных данных за длительный период, следует отметить, что ресурс высокотемпературных паровых турбин лимитируется роторами ВД и СД, которые эксплуатируются в жестких температурных условиях. Это определяется высокими напряжениями и температурами, поврежденностью металла по механизмам ползучести и малоциклового усталости.

По мере массовой наработки турбоагрегатами ресурса, значительно превышающего расчетный, зафиксированы случаи появления трещин малоциклового усталости в роторах ВД и СД турбин мощностью 150, 200 и 300 МВт. Образование этих трещин, по-видимому, вызвано рядом причин, среди которых главная – это накопление повреждаемости при циклическом нагружении из-за высоких разностей температур при существенном превышении расчетного ресурса (230 тысяч часов и более) и закономерном увеличении количества пусков из различных состояний (против регламентированного для 100 тысяч часов эксплуатации). Кроме того, ужесточились режимы эксплуатации в связи с использованием турбоблоков, предназначенных для работы в базовом режиме, в переменной части графика нагрузки.

#### **Выводы**

Проанализированы основные факторы, определяющие длительность надежной эксплуатации, исходя из условий работы высокотемпературных деталей и узлов. К ним, в частности, относятся ползучесть и длительная прочность.

Разработан критерий допускаемого напряжения для ресурса до 250 тысяч часов, который на основе анализа современных данных о характеристиках жаропрочности роторных сталей и опыта эксплуатации может быть снижен до уровня  $K = 1,3$ , против существующего  $K = 1,5-1,6$ .

Показано влияние различных факторов на малоцикловую усталость роторов.

**Список литературы:** 1. Борздыка, А.М. Методы горячих механических испытаний металлов [Текст] / А.М. Борздыка. – М.: Металлургиздат, 1962. – 488 с. 2. Прочность паровых турбин [Текст]: моногр. / Л.А. Шубенко-Шубин [и др.]; под ред. Л.А. Шубенко-Шубина. – 2-е изд.; перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с. 3. Розенблюм, В.И. К расчету ползучести цельнокованных роторов [Текст] / В.И. Розенблюм // Энергомашиностроение. – 1964. – № 8. – С. 15-18. 4. Костюк, А.Г. Прочность цельнокованных роторов турбин мощностью 200, 300 и 800 МВт производства ЛМЗ при длительном статическом нагружении [Текст] / А.Г. Костюк, А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 2004. – № 10. – С. 45-52. 5. Ланин, А.А. Жаропрочные металлы и сплавы: справочные материалы [Текст] / А.А. Ланин, В.С. Балина. – СПб.: Энерготех, 2006. – 224 с. 6. Корж, Д.Д. Вероятная оценка исчерпания длительной прочности металла роторов паровых турбин [Текст] / Д.Д. Корж, А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 1983. – № 11. – С. 63-64. 7. Significant progress in the development of large turbine and generator rotors [Text] / C. Boyle, R. Curran, D. De Forest, D. Newhouse // Proc. Amer. Soc. Test. Mater. – 1962. – 1175 p.

*Поступила в редколлегию 15.01.13*

УДК 621.165:539.4

**Критерии, определяющие долговечность высокотемпературных роторов паровых турбин** [Текст] / В.П. Сухинин, Т.Н. Пугачева // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 56-62. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуті питання, пов'язані з визначенням залишкового ресурсу служби високотемпературних вузлів турбоагрегату. Проаналізовані фактори, що визначають тривалість надійної експлуатації турбоустановки: вичерпання тривалої пластичності з-за повзучості матеріалу; накопичення пошкоджень в критичних зонах роторів із-за малоциклової втоми.

**Ключові слова:** ротор, повзучість і тривала міцність, малоциклова втома.

The issues has been treated connected of determination of residual resource of service of high temperature knots of turbine. Factors determining duration of reliable exploitation of turbine are analysed: exhausting of the protracted plasticity from the creep of material; accumulation of damages in the critical areas of rotors because of a cyclical fatigue.

**Keywords:** rotor, creep and long-term durability, cyclic fatigue.

УДК [517:536]:621.452

**В.Е. КОСТЮК**, канд. техн. наук; НАКУ «ХАИ», Харьков;  
**Е.И. КИРИЛАШ**, м.н.с. НАКУ «ХАИ», Харьков

## **ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ УКРЫТИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА**

Разработаны общая постановка задачи о тепловом состоянии укрытия ГТД для привода ГПА и соответствующая ей математическая модель. Результаты численного моделирования показали высокую чувствительность расчётных оценок температур ограждающих конструкций укрытия к температурам наружной поверхности корпуса двигателя и степеням черноты поверхностей твёрдых тел.

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель, шумотеплозащитное укрытие, вентиляция, охлаждение, течение и тепломассообмен, осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса, уравнение переноса излучения, метод контрольных объемов, метод дискретных ординат, температурные поля.

### **Введение**

В настоящее время на компрессорных станциях (КС) широко применяются газоперекачивающие агрегаты (ГПА) с газотурбинными двигателями (ГТД) в качестве привода. Для защиты персонала КС от шума, тепловых и механических воздействий, а также охлаждения корпуса ГТД последний размещают в укрытии, оснащённом системой вентиляции. Однако при вентиляции пространства внутри укрытия возникает ряд проблем. В частности односторонняя подача охлаждающего воздуха может повлечь за собой неравномерное распределение газодинамических параметров внутри укрытия, температур на поверхностях его стенок и неравномерное охлаждение корпуса ГТД в поперечном направлении. Это может привести к повышению температуры в застойных областях и локальному перегреву стенок укрытия, что отрицательно скажется на работе оборудования и аппаратуры, и даже к разрушению двигателя из-за изгиба его корпуса, обусловленного разностью температур его поверхностей. Последнее особенно характерно для авиапроизводных ГТД с их тонкостенными корпусами. В связи с этим разработка рациональных конструкций укрытий ГТД и эффективных систем их вентиляции является актуальной задачей, имеющей большое практическое значение.

Традиционно проектирование и доводка систем охлаждения ГТД и вентиляции укрытий выполнялись без применения современных методов гидравлических и тепловых расчётов. Это обуславливало повышенный объём испытаний, из-за чего увеличивались сроки и стоимость опытно-конструкторских работ. Простейшие одномерные математические модели (ММ) теплового баланса не дают информации о локальных скоростях и температурах охлаждающего воздуха в укрытии, так как они оперируют лишь средними величинами. Делались попытки достичь компромисса между требованием адекватности ММ и возможностью её использования при проектировании. Например, в работе [1] предложена одномерная модель газового объёма с искусственным учётом эффектов струйных течений. Данная модель не даёт полного описания распределения температур, однако предоставляет возможность получения не только среднеобъёмной температуры воздуха в укрытии, но и перепада температуры по его высоте.

В настоящее время, в связи с развитием методов вычислительной аэрогидродинамики (ВАГД), появилась возможность подробного моделирования

© В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш, 2013



физических процессов в формулировке краевых задач. Так, авторами работ [2–9] выполнены численные исследования отдельных аспектов, определяющих тепловое состояние укрытий ГТД, в трёхмерной постановке.

Задание адекватных граничных условий (ГУ) при моделировании теплового состояния укрытия ГТД методами ВАГД является нетривиальной проблемой, от способа решения которой непосредственно зависит точность численного решения. Как правило, наиболее корректно задать термические ГУ удаётся в задачах, решаемых в сопряжённой постановке [10]. Однако такая постановка задачи о тепловом состоянии укрытия ГТД предполагает включение в состав расчётной области всех твёрдых тел (ТТ) с протекающими внутри них и (или) омывающими их вентиляционным воздухом (ВВ), цикловым воздухом (ЦВ), выхлопными газами (ВГ), топливным газом, маслом, а также примыкающим к укрытию фрагментом атмосферного воздуха (АВ), что неприемлемо как по потребным вычислительным ресурсам, так и по многообразию и сложности явлений, происходящих в столь обширной системе. ММ должна адекватно описывать существенные аспекты явлений, но быть достаточно простой, чтобы её можно было применить на практике, что достигается введением упрощающих предположений (допущений), в том числе в отношении моделируемой части пространства и обусловленных ею ГУ.

При ограничении моделируемой части пространства ВВ с постановкой на всех её границах термических ГУ первого и (или) второго рода в отношении температуры поверхностей ТТ, обращённых внутрь укрытия и (или) тепловых потоков приходится делать допущения, опираясь на данные температурных измерений (например, полагать ограждающие конструкции укрытия (ОКУ) изотермическими [4, 6] или адиабатическими [2, 5], рассматривать двигатель как источник тепла с постоянным тепловыделением [6] или же представлять его наружные поверхности в виде набора корпусов с заданными температурами [4, 5]). Следует заметить, что использование данных измерений, выполняемых «постфактум», в определённом смысле противоречит идее прогнозирования теплового состояния укрытия. Кроме того, данный подход исключает возможность расчёта температуры наружных поверхностей ОКУ, хотя данная температура представляет особый интерес для конструктора, поскольку её максимальное значение ограничено нормами охраны труда.

Более адекватный и в то же время приемлемый для инженерной практики подход заключается в одномерном моделировании твёрдотельной теплопроводности ОКУ с заданием на их наружных поверхностях конвективных ГУ третьего рода, как было сделано в работах [7, 8]. Это позволяет рассчитать температуру наружных поверхностей укрытия, полагая коэффициенты теплоотдачи от этих поверхностей к омывающему их АВ известными. В условиях низкой теплопроводности ОКУ и естественной конвекции снаружи него, такие ГУ оказываются достаточно консервативными для их успешного практического использования.

Очевидно, что аналогичное описание остальных ТТ, находящихся в укрытии, может способствовать увеличению адекватности ММ. В частности постановка ГУ третьего рода на корпусе двигателя, позволила бы обойти проблему коррекции экспериментально измеренной термограммы в зависимости от режима работы двигателя и интенсивности его обдува ВВ, возникающую при использовании ГУ первого [9] и (или) второго рода. При этом коэффициенты теплоотдачи к внутренней поверхности корпуса двигателя от омывающих её ЦВ и ВГ могут быть рассчитаны по соответствующим критериальным уравнениям с использованием данных термогазодинамического расчёта двигателя. Серьёзным препятствием для реализации

такого подхода в рамках простейшей одномерной ММ твёрдотельной теплопроводности является использование в реальных конструкциях ГТД локально неоднородных многослойных корпусов с подводом и отводом охлаждающего воздуха в межслойные полости, в том числе в полость с расположенной внутри неё излучающей жаровой трубой. Указанная трудность может быть преодолена переходом к моделированию в «полусопряжённой» (по терминологии Н.Н. Кортикова [11]) постановке, как это было сделано в работе [3], где задавались ГУ третьего рода на корпусе ГТД, а теплопроводность через корпус рассчитывалась в трёхмерной постановке.

На тепловое состояние укрытия, наряду с находящимися в нём двигателем и оборудованием, также существенно влияет улитка. В работах [4, 5] на поверхности улитки задавались ГУ первого рода. Следует отметить, что если стенки улитки имеют достаточно простую конструкцию и толщину, существенно меньшую её габаритов, то более рациональным представляется моделирование теплопередачи через стенку улитки в сопряжённой постановке с одномерным моделированием твёрдотельной теплопроводности. Исследования теплового состояния укрытий ГТД, выполненные в такой постановке, авторам не известны.

Исследование [7] подтверждает существенный вклад лучистого теплообмена в тепловое состояние стенок укрытия ГТД. Поэтому при задании ГУ лучистого теплообмена важно использовать достоверные значения излучательной способности (степени черноты) поверхностей ТТ. Степень черноты является сложной функцией, зависящей от множества факторов. При отсутствии экспериментальных данных выбор достоверных численных значений степеней черноты конкретных поверхностей из широкого диапазона справочных данных при том, что состояние поверхности, степень окисления и тому подобные факторы, как правило, характеризуются лишь качественно, затруднителен. В известных работах [3, 7, 8], в которых моделировалось излучение ТТ в укрытиях ГТД, выбор степени черноты их поверхностей не комментируется.

На тепловое состояние укрытия также влияют тепловыделения от поверхностей расположенных в нём оборудования, агрегатов, приборов, трубопроводов, электропроводов, а также утечки рабочего тела из корпуса двигателя. В работе [3] дополнительные тепловыделения учитывались заданием температуры поверхностей элементов вспомогательного оборудования и трубопроводов. В работе [5] учтены утечки горячего воздуха из ГТУ. Однако вопросы определения температур поверхностей, мест расположения утечек и расходов рабочего тела, использованных в качестве ГУ, не освещены.

Таким образом, в известных исследованиях отсутствует обобщённый подход к численному моделированию теплового состояния укрытий ГТД методами ВАГД, а вопросы обеспечения корректности и достоверности ГУ соответствующей краевой задачи до настоящего времени не рассматривались.

Цель настоящей работы – сформулировать общую постановку задачи о тепловом состоянии укрытия ГТД, разработать соответствующую ММ и оценить с её помощью влияние термических ГУ на распределение температуры твёрдых и газообразных тел в объёме укрытия.

### **Общая постановка задачи о тепловом состоянии укрытия ГТД**

Под тепловым состоянием укрытия ГТД будем понимать распределение температуры составляющих его твёрдых и заполняющих его газообразных тел в пространстве и её изменение во времени. В общем случае целью моделирования

теплого состояния укрытий ГТД для привода ГПА является определение температуры, скорости и направления движения ВВ внутри укрытия, а также температуры внутренних и наружных стенок укрытия в произвольных точках при установившихся и неустановившихся (в том числе аварийных) режимах его эксплуатации в составе ГПА блочно-контейнерного и ангарного исполнения с учётом теплового излучения нагретых элементов оборудования, находящегося в укрытии, а также утечек ЦВ (ВГ) из проточной части ГТД.

Рассмотрим окружённое внешней средой оснащённое системой вентиляции укрытие ГТД с размещёнными внутри него двигателем, оборудованием и улиткой как систему, состоящую из следующих энергетически взаимосвязанных элементов:

- двигатель;
- оборудование;
- улитка;
- ОКУ;
- ВВ;
- ВГ;
- утечки ЦВ (ВГ);
- АВ;
- теплоизлучающие тела, окружающие укрытие;
- теплопроводная среда, расположенная под полом укрытия.

На рис. 1 показана упрощённая схема теплового баланса укрытия, отражающая энергетические связи между элементами системы.

Энергетические связи (перенос энергии в форме теплоты) между элементами системы обусловлены следующими физическими явлениями:

- трёхмерным вязким течением ВВ внутри укрытия;
- смешением ВВ с утечками ЦВ (ВГ);
- конвективным теплообменом между ВВ и омываемыми им поверхностями;
- конвективным теплообменом между АВ и наружными поверхностями ОКУ;
- конвективным теплообменом между ВГ и внутренними поверхностями улитки;
- теплопроводностью корпуса улитки и ОКУ;
- лучистым теплообменом между поверхностями, обращёнными внутрь укрытия;
- лучистым теплообменом между окружающей средой и наружными поверхностями ОКУ;
- лучистым теплообменом между ВГ и внутренними поверхностями улитки.

### Математическая модель теплового состояния укрытия ГТД

Описание совокупности перечисленных выше физических явлений требует привлечения разнородных ММ для описания состояния отдельных физических

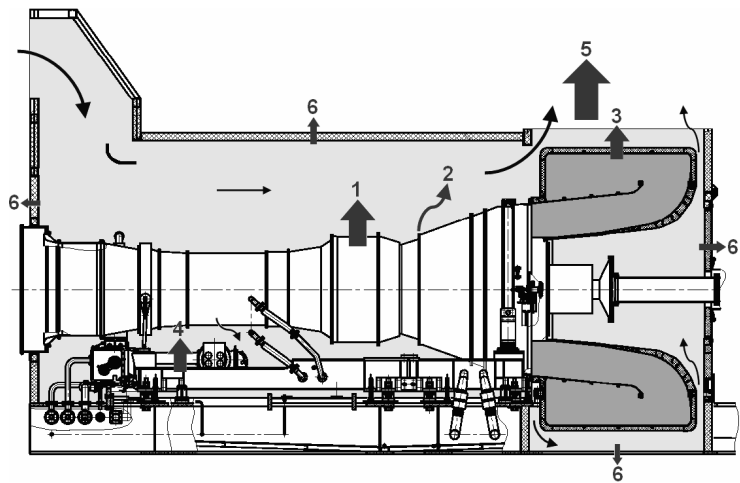


Рис. 1 – Схема теплового баланса укрытия:

- 1 – теплоступления от двигателя;
- 2 – теплоступления за счёт утечек ЦВ (ВГ);
- 3 – теплоступления от улитки; 4 – теплоступления от оборудования; 5 – теплопотери за счёт воздухообмена;
- 6 – теплопотери через ОКУ

подсистем исследуемой сложной системы. Так, явления вязкого течения, смешения и конвективного теплообмена могут быть описаны системой уравнений неразрывности для бинарной смеси в целом (1), сохранения массы инертной примеси (2), сохранения количества движения в форме Навье-Стокса (3) и сохранения энергии (4), замыкаемой уравнением состояния (5), явление теплопроводности в ТТ – уравнением сохранения энергии в форме уравнения теплопроводности (4а), явление лучистого теплообмена – уравнением переноса излучения в форме (6) для излучающей среды (ВГ) или в форме (6а) для диатермичной среды (ВВ и ЦВ):

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad i = 1, 2, 3; \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial Y}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial Y}{\partial x_i} = \frac{\mu}{Sc} \frac{\partial^2 Y}{\partial x_i^2}, \quad i = 1, 2, 3; \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \rho g_j, \quad i = 1, 2, 3; \quad j = 1, 2, 3; \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial h}{\partial x_i} = \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial^2 h}{\partial x_i^2} + \frac{\partial q_i^R}{\partial x_i}, \quad i = 1, 2, 3; \quad (4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2}, \quad i = 1, 2, 3; \quad (4a)$$

$$p = \rho RT / M; \quad (5)$$

$$\frac{1}{\beta_0} \frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + I(\vec{r}, \vec{s}) = (1 - \omega_0) I_b(\vec{r}) + \frac{\omega_0}{4\pi} \int_{\Omega'=4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') d\Omega'; \quad (6)$$

$$\frac{\partial I}{\partial s} = 0, \quad (6a)$$

где  $u_i, u_j$  – составляющие вектора скорости в направлении соответствующих осей декартовых координат  $x_i, x_j$ ;  $\rho$  – плотность;  $Y$  – массовая доля инертной примеси;  $t$  – время;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости;  $Sc \equiv \mu/D\rho$  – число Шмидта;  $D$  – коэффициент диффузии;  $p$  – давление;  $g_j$  – составляющая ускорения свободного падения в направлении оси  $x_j$ ;  $h = \int_{T^0}^T c_p(T) dT$  – удельная энтальпия;  $T$  – температура газа;  $T^0$  – стандартная температура;  $c_p$  – удельная изобарная теплоемкость газа;  $Pr \equiv \mu c_p/\lambda$  – число Прандтля;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $q_i^R$  – составляющая плотности потока теплового излучения в направлении оси  $x_i$ ;  $a \equiv \lambda/\rho c$  – коэффициент температуропроводности;  $c$  – удельная теплоёмкость твёрдого тела;  $R$  – универсальная газовая постоянная;  $M$  – кажущаяся молекулярная масса смеси;  $\beta_0 = k_a + \sigma_s$  – объёмный

коэффициент затухания;  $k_a$  – объёмный коэффициент поглощения;  $\sigma_s$  – объёмный коэффициент рассеяния;  $I$  – интенсивность теплового излучения;  $\vec{r}$  – радиус-вектор произвольного луча в направлении распространения теплового излучения  $\vec{s}$ ;  $\omega_0 = \sigma_s/\beta_0$  – альбедо рассеяния;  $I_b = \sigma T^4/\pi$  – интенсивность теплового излучения абсолютно чёрного тела;  $\sigma$  – постоянная Стефана-Больцмана;  $\Omega'$  – единичный вектор телесного угла, характеризующий направление распространения теплового излучения вследствие рассеяния фотонов  $\vec{s}'$ .

Уравнения (1)–(4) записаны, исходя из допущения о том, что эффекты сжимаемости, вязкого нагрева, термо-, баро- и самодиффузии пренебрежимо малы [12]. Уравнение (6) записано, исходя из допущения о квазистационарном, когерентном и изотропном переносе излучения [13]. Используя дополнительное допущение о близости теплофизических свойств ВВ, ЦВ и ВГ, можно исключить из анализа явление их смешения, и соответственно – уравнение (2) из ММ теплового состояния укрытия. Принимая во внимание, что массовая доля трёхатомных газов ( $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ ) в ВГ меньше массовой доли двухатомных газов ( $\text{N}_2$  и  $\text{O}_2$ ) на порядок величины, можно принять дополнительное допущение о диатермичности не только ВВ и ЦВ, но и ВГ, и соответственно повсеместно использовать уравнение (6а), исключив тем самым уравнение (6) из ММ теплового состояния укрытия.

Для учёта турбулентного характера движения ВВ и ВГ используем гипотезу Буссинеска о турбулентной вязкости и применим к уравнениям (1), (3), (4) процедуру осреднения по Рейнольдсу [12]. Для замыкания получившейся системы осреднённых уравнений, совпадающих по форме с исходными уравнениями (1), (3), (4), если под величинами  $\mu$  и  $\text{Pr}$  понимать коэффициент турбулентной вязкости и турбулентное число Прандтля соответственно и полагать, что турбулентная вязкость существенно больше динамической, используем модель турбулентности Лаундера-Сполдинга [14]:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial^2 k}{\partial x_i^2} + G_k + G_b - \rho \varepsilon, \quad (7)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial x_i^2} + (C_{\varepsilon 1} (G_k + G_b) - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k}, \quad (8)$$

где  $k$  – кинетическая энергия турбулентности;  $\mu_t = c_\mu \rho k^2/\varepsilon$  – коэффициент турбулентной вязкости;  $G_k = \mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$  и  $G_b = \mu_t \frac{1}{\text{Pr}_t} \frac{g_i}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$  – источниковые члены, обусловленные вязкостными напряжениями и плавучестью соответственно;  $\text{Pr}_t \equiv \mu_t c_p/\lambda_t$  – турбулентное число Прандтля;  $\lambda_t$  – коэффициент турбулентной теплопроводности;  $\varepsilon$  – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности;  $c_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$  – эмпирические коэффициенты.

Система дифференциальных уравнений в частных производных (ДУЧП) (1), (3), (4), (4а), (6а), (7) и (8), дополненная алгебраическим уравнением (5) и соответствующими краевыми условиями, однозначно описывает тепловое состояние укрытия ГТД в рамках принятых допущений и может быть решена методами ВАГД.

**Исследование влияния термических ГУ на распределение температуры твёрдых и газообразных тел в объёме укрытия**

С помощью разработанной ММ решена задача о вязком квазистационарном трёхмерном турбулентном течении двух однокомпонентных сред переменной плотности (ВВ и ВГ) в проточных частях укрытия и улитки соответственно, отделённых друг от друга и окружающей среды непроницаемыми стенками, с учётом смешанного конвективного теплообмена, лучистого теплообмена и теплопроводности через стенки.

Для исследования влияния термических ГУ на распределение температуры твёрдых и газообразных тел, входящих в состав укрытия, решены две задачи, различавшиеся ГУ:

а) задача № 1: термограмма корпуса двигателя, измеренная в условиях без обдува его охлаждающим воздухом (рис. 2); высокие степени черноты поверхностей ТТ (таблица);

б) задача № 2: гипотетическая термограмма с уменьшенными на 10 % температурами участков наружной поверхности корпуса двигателя, имитирующая обдув его охлаждающим воздухом (рис. 2); меньшие степени черноты поверхностей ТТ (таблица).

Относительный подогрев наружных поверхностей стенок определялся по формуле

$$\bar{\Theta} = (T - T_{\text{в}}) / (T_{\text{max}} - T_{\text{в}}), \quad (9)$$

где  $T$  – температура наружной поверхности стенки;  $T_{\text{в}}$  – температура ВВ на входе в проточную часть укрытия;  $T_{\text{max}}$  – максимальная температура наружных поверхностей стенок.

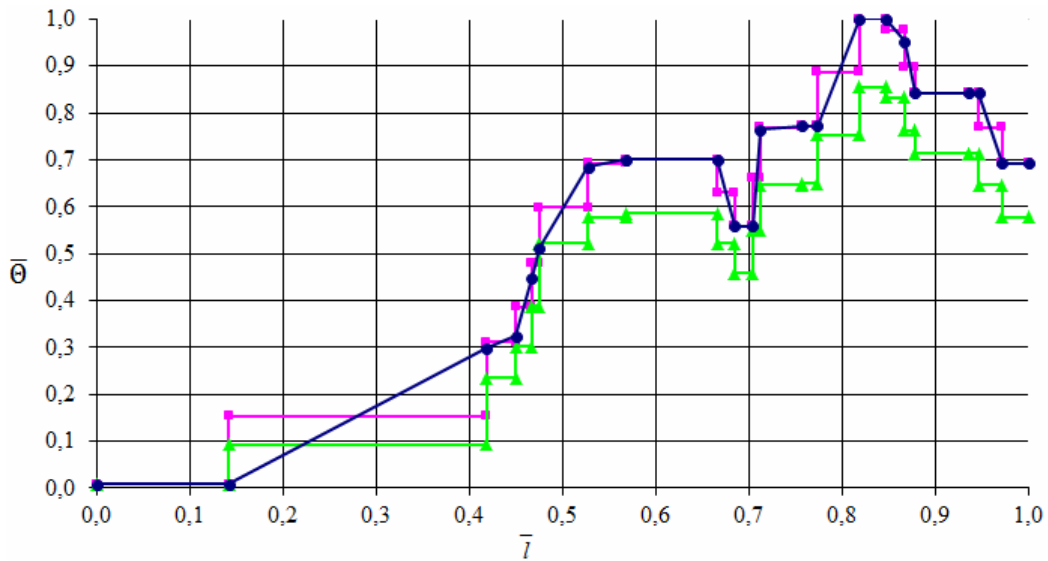
Таблица

Степень черноты поверхностей твёрдых тел

Поверхность	Задача № 1	Задача № 2
Стенки входного участка и кожуха муфты	0,75	0,30
Стенки ОКУ	0,80	0,35
Стенки улитки	0,75	0,30
Поверхности корпуса двигателя и подмоторной рамы	0,80	0,60

Численное решение задачи отыскивалось в трёхмерной области пространства, охватывавшей проточные части укрытия и улитки, которая покрывалась гибридной расчётной сеткой, включавшей около 3 млн. ячеек.

На входах в проточные части укрытия и улитки задавались направление течения, массовые расходы и температуры ВВ и ВГ, параметры турбулентности. На выходах задавалось нулевое избыточное статическое давление. На всех поверхностях ТТ, омываемых вязким потоком, задавалось ГУ «прилипания» с использованием эмпирических пристеночных функций в модели турбулентности. На наружной поверхности корпуса двигателя задавались термические ГУ первого рода – распределение температуры на поверхности тела, принимавшееся кусочно-постоянным в соответствии с термограммой (см. рис. 2). На наружных поверхностях ОКУ задавались термические ГУ третьего рода с одномерной моделью твердотельной теплопроводности: температура окружающей среды и закон теплообмена Ньютона-Рихмана между поверхностью укрытия и окружающей средой, характеризуемый коэффициентом теплоотдачи. В модели одномерной твёрдотельной теплопроводности стенок улитки и ОКУ задавались их толщины и коэффициенты теплопроводности.



- – термограма, вимірювана в умовах випробувального бокса без обдування двигателя;
- – термограма, апроксимуюча вимірену кусочно-постійну функцію (задача № 1);
- ▲ – гіпотетична термограма з зменшеними на 10% температурами ділянок, імітуюча обдування двигателя охолоджуючим повітрям (задача № 2)

Рис. 2 – Зміна відносного підігріву ділянок зовнішніх поверхонь корпусу двигателя по його

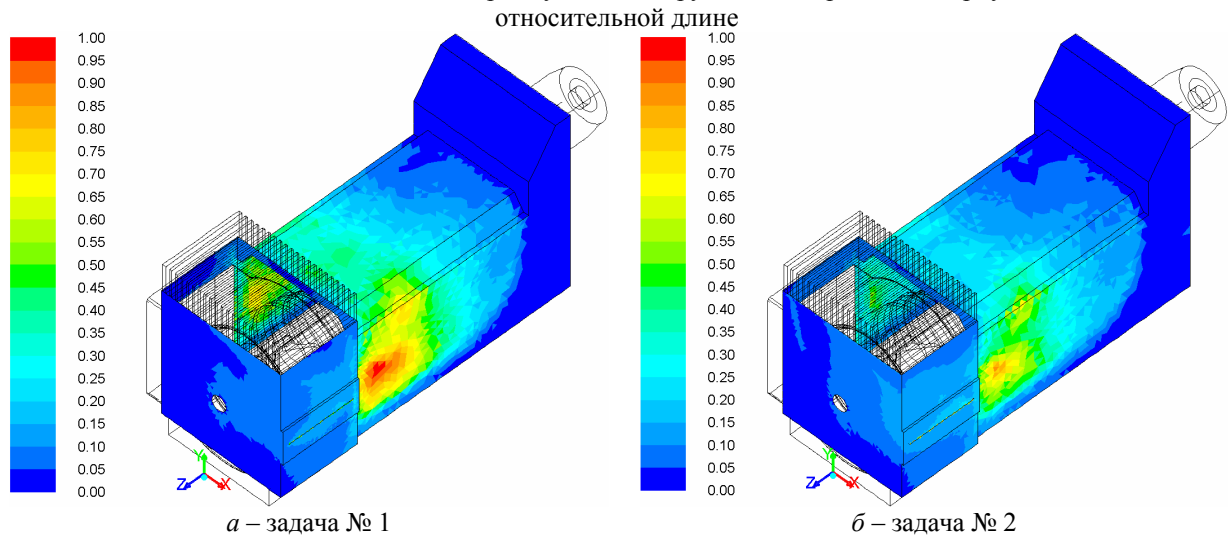


Рис. 3 – Розрахунковий відносний підігрів зовнішніх поверхонь ОКУ

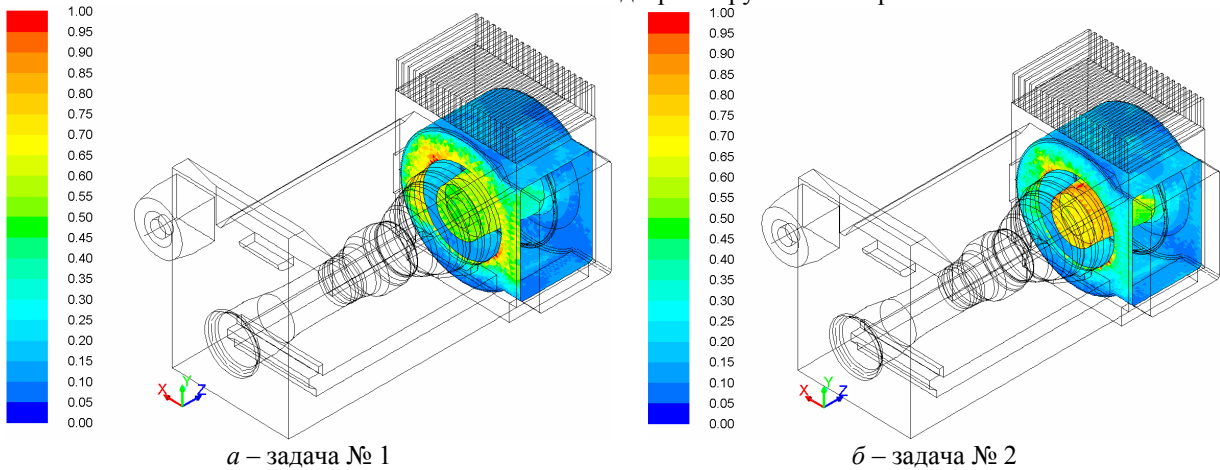


Рис. 4 – Розрахунковий відносний підігрів зовнішніх поверхонь улитки

Численное интегрирование ДУЧП осуществлялось итерационно методом контрольного объёма с использованием схемы аппроксимации конвективных членов первого порядка точности «против потока» [15]. Уравнение неразрывности в пределе малых чисел Маха удовлетворялось с помощью процедуры коррекции давления *SIMPLE* [16]. Уравнение переноса излучения решалось методом дискретных ординат [13].

Расчёты показали, что в обеих задачах течение ВВ внутри укрытия имеет сложную несимметричную пространственную структуру с множеством застойных зон. Воздух, проходя по укрытию и обтекая двигатель, нагревается от горячих наружных поверхностей его корпуса и облучаемых им деталей. Аналогичные процессы происходят вокруг улитки. Наибольшие температуры воздух имеет в областях между двигателем и подмоторной рамой, около наиболее нагретых участков двигателя и в застойной зоне около кожуха муфты. Из рис. 3 видно, что правая стенка укрытия нагревается в большей степени, чем левая. Максимальные температуры имеют наружные поверхности ОКУ в районе турбины (см. рис. 3) и передняя стенка улитки (рис. 4) вследствие излучения высокотемпературных участков корпуса двигателя.

Использование гипотетической термограммы с уменьшенными на 10 % температурами участков наружной поверхности корпуса двигателя и меньших степеней черноты поверхностей ТТ привело к значительному снижению температур ОКУ и, в меньшей степени, к уменьшению температуры воздуха на выходе из него. Это объясняется сильным влиянием указанных параметров на лучистую составляющую теплового потока от высокотемпературных участков поверхностей корпуса двигателя и улитки. Фактическое завышение температур участков наружной поверхности корпуса двигателя, обдуваемого охлаждающим воздухом, обусловленное использованием в задаче № 1 термограммы, измеренной в условиях без обдува двигателя, приводит к завышенным численным оценкам температур облучаемых им поверхностей ОКУ.

Полученные результаты численного моделирования качественно согласуются с данными натурных испытаний укрытий КС.

### **Заключение**

Сформулирована общая постановка задачи о тепловом состоянии укрытия ГТД и разработана соответствующая ММ, позволяющая анализировать движение ВВ внутри укрытия и температуру в каждой точке расчётной области, включая наружные и внутренние стенки укрытия, при различных режимах эксплуатации ГТД в составе ГПА. Выполнено численное исследование теплового состояния укрытия ГТД при различных ГУ, показавшее высокую чувствительность расчётных оценок температур ОКУ к температурам наружной поверхности корпуса двигателя и степеням черноты поверхностей ТТ.

Направления дальнейших исследований авторы видят:

- в разработке методики коррекции термических и гидродинамических ГУ с учётом режимов работы ГТД, вентиляторов и положения регулирующих органов;
- в учёте тепловыделений от оборудования;
- в учёте утечек ЦВ и ВГ;
- в учёте теплопроводности через «тепловые мостики» деталей ОКУ и улитки.

**Список литературы:** 1. Шляпин, Я.К. Математическое моделирование тепловых режимов отсеков ГПА [Текст] / Я.К. Шляпин // Газовая промышленность. – 2008. – № 2. – С. 16-19. 2. Клочков, А.В. Обеспечение взрывозащиты газотурбинного оборудования [Текст] / А.В. Клочков, Е.С. Корнилова, А.А. Снитко // Газотурбинные технологии. – 2005. – № 8. – С. 20-22. 3. Results and Experience from Ge



Energy's MS5002E Gas Turbine Testing and Evaluation [Text] / M. D'Ercole, G. Biffaroni, F. Grifoni, F. Zanobini, P. Pecchi // Proceedings of ASME TurboExpo 2005. – Reno, Nevada, USA. – June 6-9, 2005. GT2005-68053. – 9 p. **4.** Исследование структуры течения охлаждающего воздуха в шумотеплозащитном кожухе газотурбинной установки [Текст] / П.В. Трусов, А.В. Харченко, И.Р. Кац, А.М. Печенкина, О.В. Погребнова // Транспорт и подземное хранение газа. – 2007. – № 1. – С. 20-24. **5.** Исследование газодинамических характеристик шумотеплоизолирующего кожуха газотурбинной установки газоперекачивающего агрегата при аварийном отключении вентиляторов системы охлаждения [Текст] / П.В. Трусов, Д.А. Чарнцев, И.Р. Кац, В.В. Мокшанов, А.М. Печенкина // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2008. – № 9. – С. 27-29. **6.** Месропян, А.В. Численное моделирование газодинамики и тепломассопереноса в системе охлаждения бокса ГТД [Текст] / А.В. Месропян, И.И. Мухамедзянова // Вестник УГАТУ. – 2010. – Т. 14, № 1. – С. 25-31. **7.** Трусов, П.В. Численное моделирование теплового состояния шумотеплозащитного кожуха газотурбинной установки [Текст] / П.В. Трусов, Д.А. Чарнцев // Вестник СамГУ. – Естественнонаучная серия. – 2010. – № 4 (78). – С. 117-126. **8.** Трусов, П.В. Исследование теплового состояния шумотеплоизолирующего кожуха газотурбинной установки газоперекачивающего агрегата [Текст] / П.В. Трусов, Д.А. Чарнцев, А.М. Печенкина // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2010. – № 8. – С. 8-10. **9.** Чарнцев, Д.А. Математическое моделирование теплового состояния шумотеплоизолирующих кожухов: автореф. дис. ... канд. тех. наук: 05.13.18 / Чарнцев Дмитрий Анатольевич; Пермский нац. иссл. политех. ун-т. – Пермь, 2012. – 16 с. **10.** Алексеев, Б.В. Физическая газодинамика реагирующих сред [Текст]: учеб. пособие для вузов / Б.В. Алексеев, А.М. Гришин. – М.: Высшая школа, 1985. – 464 с. **11.** Кортиков, Н.Н. Совершенствование подходов к моделированию теплового состояния лопаток высокотемпературных газовых турбин с конвективно-плёночной системой охлаждения [Текст] / Н.Н. Кортиков // Газотурбинные технологии. – 2011. – № 4. – С. 44 – 48. **12.** Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1987. – 840 с. **13.** Суржигов, С.Т. Тепловое излучение газов и плазмы [Текст] / С.Т. Суржигов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 544 с. **14.** Launder, B.E. Lectures in Mathematical Models of Turbulence [Text] / B.E. Launder, D.B. Spalding. – London: Academic Press, 1972. – 169 p. **15.** Лоханский, Я.К. Основы вычислительной гидромеханики и тепломассообмена [Текст] / Я.К. Лоханский. – М.: МГИУ, 2008. – 80 с. **16.** Vandoormaal, J.P. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows [Text] / J.P. Vandoormaal, G.D. Raithby // Numer. Heat Transfer. – 1984. – № 7. – P. 147-163.

*Поступила в редколлегию 15.01.13*

УДК [517:536]:621.452

**Численное моделирование теплового состояния укрытия газотурбинного двигателя для привода газоперекачивающего агрегата** [Текст] / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилад // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 63-72. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-774X.

Розроблено загальну постановку задачі про тепловий стан укриття ГТД для приводу ГПА і відповідну їй математичну модель. Результати числового моделювання виявили високу чутливість розрахункових оцінок температур огорожувальних конструкцій укриття до температур зовнішньої поверхні корпусу двигуна і ступенів чорноти поверхонь твердих тіл.

**Ключові слова:** газотурбінний двигун, шумотеплозахисне укриття, вентиляція, охолодження, течія і тепломасообмін, осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса, рівняння переносу випромінювання, метод контрольних об'ємів, метод дискретних ординат, температурні поля.

General statement of the problem of the gas-turbine-driven compressor plant enclosure heat state and appropriate mathematical model are developed. Numerical simulation results showed that enclosure envelopes temperatures numerical evaluations are highly sensitive to the engine case outer surface temperatures and solid surfaces emissivities.

**Keywords:** gas-turbine, sound and heat proofing, ventilation, cooling, flow, heat and mass transfer, Reynolds averaged Navier-Stokes equations, radiation transfer equation, finite volume method, discrete ordinate method, temperature fields.

УДК 621.036.7

*А.В. ЕФИМОВ*, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;  
*А.Л. ГОНЧАРЕНКО*, канд. техн. наук; асс. НТУ «ХПИ»;  
*Л.В. ГОНЧАРЕНКО*, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»

### **СИСТЕМА ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ГАЗОВ, УХОДЯЩИХ ИЗ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ**

С целью осуществления объективной оценки эффективности глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов продуктов сгорания газообразного топлива предлагается объединить котел и теплоутилизационные устройства в замкнутую техническую систему, выполнить ее расчетное исследование и оценить его результаты.

**Ключевые слова:** система «котел-теплоутилизаторы», глубокая утилизация теплоты, уходящие дымовые газы, конденсация водяного пара, методы тепловых расчетов, конструктивные схемы теплоутилизаторов, эффективность утилизационной технологии.

**Введение.** В настоящее время в отрасли коммунальной теплоэнергетики сложилась напряженная ситуация, обусловленная, с одной стороны, дефицитом и все возрастающей дороговизной топлива (природного газа и мазута), с другой – неудовлетворительным техническим состоянием оборудования, в частности, котельных установок, эксплуатируемых с низкими значениями коэффициентов полезного действия. В соответствии с этим проблема энергосбережения становится важным стратегическим направлением энергетической политики Украины [1].

Одним из путей решения этой проблемы является разработка технологий глубокой утилизации теплоты уходящих газов из котлов, в которых за счет снижения их температуры ниже температуры точки росы используется не только физическая теплота газов (около (7–8) %), но и теплота конденсации водяного пара, содержащегося в них (около 10 %). Внедрение таких технологий позволяет существенно (на 10–15 %) повысить эффективность использования теплового потенциала газообразного топлива и обеспечить его экономию, а также улучшить экологическую обстановку в районе расположения котельной за счет снижения выбросов в окружающую среду теплоты, оксидов азота и углекислоты. Такое повышение вполне реально, так как при температурах уходящих газов, имеющим место в отечественных котлах и находящихся на уровне (140–200) °С в номинальном режиме их эксплуатации, потери теплоты с уходящими газами составляют (16–18) % (при расчете по высшей теплоте сгорания топлива) и являются основной потерей теплоты в котельных агрегатах. К достоинствам теплоутилизационных технологий следует также отнести возможность использования конденсата в качестве подпиточной воды для котлов и систем теплоснабжения [2–4].

**Состояние и актуальность проблемы.** Разработка и практическая реализация теплоутилизационных технологий сопряжена с необходимостью решения ряда достаточно непростых проблем.

Утилизационные технологии, как правило, внедряются в процессе модернизации или реконструкции существующих котельных установок, используемых в системах теплоснабжения и горячего водоснабжения. При этом выбор утилизационной схемы существенно зависит от стабильности годовой потребности предприятия в определенном виде низкопотенциального теплоносителя, полученного в процессе утилизации (горячей воды, горячего воздуха, конденсата), а также от наличия на предприятии необходимых объемов холодного теплоносителя. Это порождает большое

© А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко, 2013

разнообразие специально разработанных теплоутилизационных схем, критерием эффективности которых является коэффициент использования топлива (к.и.т.). Такое положение усложняет оценку степени совершенства теплоутилизационной технологии. Более рациональным представляется объединение котла и теплоутилизационных устройств в единую замкнутую систему. При этом с целью сохранения теплотехнических характеристик котельного агрегата на прежнем уровне расход топлива следует оставлять неизменным, а степень совершенства системы оценивать по такому общепринятому в котельной технике показателю как коэффициент полезного действия (КПД) и выработке дополнительной продукции (горячих воздуха и воды, конденсата).

Для обеспечения высокого качества нагреваемой воды в качестве теплоутилизаторов необходимо использовать рекуперативные теплообменные аппараты, поверхность которых сформирована из оребренных труб и термосифонов, пластинчатых и пластинчато-ребристых элементов, а также регенеративные теплообменные аппараты с промежуточным теплоносителем. Такие аппараты в настоящее время за рубежом и в Украине находят все более широкое применение в теплоутилизационных технологиях в связи с их высокой компактностью и надежностью в эксплуатации.

Из литературы [2, 5] известно, что для обеспечения защиты газоотводящего тракта и дымовой трубы от коррозии и разрушения наиболее эффективным способом является повышение температуры уходящих газов выше температуры точки росы путем их смешения с горячим воздухом. Поэтому при разработке теплоутилизационной системы необходимо предусмотреть возможность высокотемпературного нагрева необходимого для этой цели количества воздуха.

Отсутствие достоверных методов расчета теплообмена и массообмена в условиях конденсации водяного пара из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов требует создания математических моделей как самой системы «котел–теплоутилизаторы», так и ее элементов – теплообменного оборудования конденсационного типа [6].

**Постановка задачи.** Для решения вышеперечисленных проблем и осуществления объективной оценки эффективности глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов продуктов сгорания газообразного топлива предлагается объединить котел и теплоутилизационные аппараты в замкнутую техническую систему, выполнить ее расчетное исследование, оценить и проанализировать его результаты.

**Изложение основного материала.** В качестве объекта исследования рассмотрим систему «котел–КВП–КТА» для котельного агрегата, не имеющего в своем составе воздухоподогревателя. Принципиальная схема системы приведена на рис. 1.

Теплоутилизационная часть такой системы состоит из конденсационного воздухоподогревателя (КВП) и конденсационного теплообменного аппарата (КТА). В КВП происходит охлаждение всех продуктов сгорания топлива до точки росы без конденсации водяного пара и их части ниже точки росы с конденсацией водяного пара, в КТА осуществляется охлаждение ниже точки росы оставшейся части продуктов сгорания топлива с конденсацией водяного пара из них (чисто конденсационный режим теплообмена).

В качестве КВП предлагается использовать теплообменный аппарат с циркулирующим промежуточным шарообразным теплоносителем. Таким теплоносителем могут быть шары диаметром 0,004–0,015 м, изготовленные из стекла,

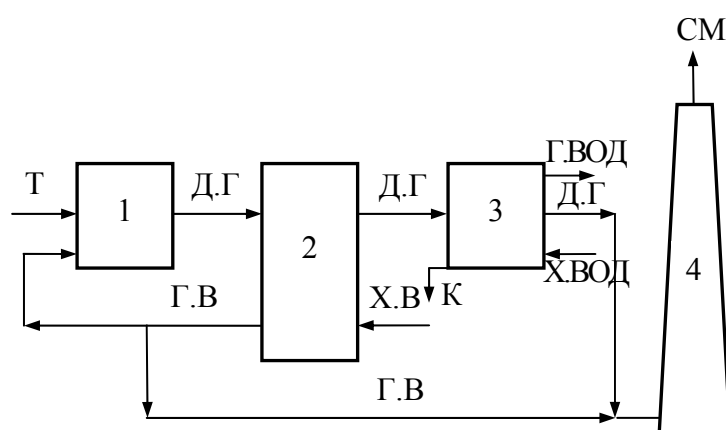


Рис. 1 – Принципиальная схема системы «котел – вращающийся КВП – КТА»:

1 – котел; 2 – КВП вращающегося типа; 3 – КТА;  
4 – дымовая труба; Т – топливо; Д.Г – дымовые газы;  
Х.В – холодный воздух; Г.В – горячий воздух;  
Х.ВОД – холодная вода; Г.ВОД – горячая вода;  
К – конденсат; СМ – газозвдушенная смесь

керамики, графита, стали, чугуна, алюминия и т.п. Основным достоинством КВП такого типа является высокая компактность, так как удельная поверхность теплообмена в этом случае составляет  $250\text{--}850\text{ м}^2/\text{м}^3$ . Конструктивно воздухоподогреватель может быть как дробепоточным, так и вращающимся. Конструкция дробепоточного КВП приведена в работе [7], Воздухоподогреватель с промежуточным шарообразным теплоносителем обладает такими недостатками: относительно невысокая

надежность транспортных средств для перемещения теплоносителя и большой переток воздуха из воздушной зоны в газовую. Учитывая это, предлагается в качестве КВП использовать в системе пластинчатый теплообменный аппарат, предложенный авторами работы [8]. В этом случае на схеме, приведенной на рис. 1, позицией 2 следует обозначить КВП пластинчатого типа.

КТА поверхностного типа представляет собой пакет труб с невысокими ( $0,001\text{--}0,002\text{ м}$ ) ребрами (интенсификаторами теплообмена) или гладкотрубный пакет, изготовленный из нержавеющей стали. Такая конструкция обусловлена, в первую очередь, высокими значениями коэффициентов теплопередачи, имеющими место при конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива, которые, как показывают исследования авторов работ [2, 9], достигают ( $250\text{--}450\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ).

Целесообразность применения системы с двумя теплоутилизационными аппаратами вместо одного, как это обычно принято, несмотря на увеличение капитальных и эксплуатационных затрат, обусловлена необходимостью решения ряда важных вопросов, возникающих при разработке теплоутилизационных технологий:

- нагрев воздуха для дутья, который используется непосредственно в котле стабильно в течение всего периода его эксплуатации и позволяет улучшить процесс горения топлива (как известно, использование нагретого в теплоутилизаторе теплоносителя в основном агрегате является наиболее эффективной и оптимальной утилизационной технологией);

- снижение расхода нагреваемой воды (так как потребность в ней может быть ограничена) за счет использования части утилизируемой теплоты для нагрева воздуха;

- обеспечение максимально возможной степени утилизации теплоты уходящих газов при отсутствии их байпаса;

- защита газоотводящего тракта и дымовой трубы от коррозии и разрушения путем смешения уходящих из теплоутилизаторов газов с горячим воздухом.

Решение поставленной задачи осуществлялось комплексно с привлечением вычислительной техники. На основе созданной математической модели были разработаны методы тепловых расчетов системы и ее элементов и пакет программ, выполнены расчеты и осуществлена обработка их результатов. Математическая модель

системы «котел–КВП–КТА» и метод ее теплового расчета подробно изложены в работах [6, 10]. Метод теплового расчета КВП с циркулирующим промежуточным шарообразным теплоносителем приведен в работе [7], КВП пластинчатого типа – в работе [10]. Метод теплового расчета КТА изложен в работе [11].

**Тепловой расчет системы.** Основной целью расчета является определение теплотехнических показателей системы, таких как: расходы, температуры и влагосодержания теплоносителей, количества теплоты, выделяющейся в процессе охлаждения дымовых газов и конденсации водяного пара из них, КПД и расход топлива, а также оценка эффективности утилизации. При этом количество теплоты, выделяющееся в конденсационной части КВП и в КТА, определяется следующим образом:

$$Q_k = Q_a + Q_b + Q_c, \quad (1)$$

где  $Q_a$  – количество теплоты, выделяющееся при конденсации водяного пара;  $Q_b$  – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении неконденсирующихся газов;  $Q_c$  – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении неконденсировавшегося водяного пара. Составляющие уравнения (1) определяются по формулам

$$Q_a = B \cdot (V_{C.G}^{BX} \cdot \rho_{C.G}^{BX} \cdot d_{BX} - V_{C.G}^{YX} \cdot \rho_{C.G}^{YX} \cdot d_{YX}) \cdot r; \quad (2)$$

$$Q_b = B \cdot (V_{C.G}^{BX} \cdot \rho_{C.G}^{BX} \cdot t_p - V_{C.G}^{YX} \cdot \rho_{C.G}^{YX} \cdot \vartheta_{Г2}) \cdot c_{C.G}; \quad (3)$$

$$Q_c = B \cdot V_{H_2O}^{YX} \cdot \rho_{H_2O} \cdot c_{B.P} \cdot (t_p - \vartheta_{Г2}). \quad (4)$$

В формулах (2)–(4) приняты обозначения:  $B$  – расход газообразного топлива,  $V_{C.G}^{BX}$  и  $V_{C.G}^{YX}$ ,  $\rho_{C.G}^{BX}$  и  $\rho_{C.G}^{YX}$  – объемы и плотности сухих дымовых газов на входе и выходе теплоутилизаторов;  $d_{BX}$  и  $d_{YX}$  – влагосодержания дымовых газов на входе и выходе теплоутилизаторов;  $r$  – удельная теплота фазового перехода;  $t_p$  – температура точки росы;  $\vartheta_{Г2}$  – температура дымовых газов на выходе из теплоутилизаторов;  $c_{C.G}$ ,  $c_{B.P}$  – удельные теплоемкости сухих газов и водяного пара;  $\rho_{H_2O}$  – плотность водяного пара.

Потеря теплоты с уходящими газами в системе, отнесенная к высшей теплоте сгорания топлива, определяется с помощью уравнения

$$q_{2C}^B = \frac{[I_{CM} - (\alpha_{CM} - \beta'_C) \cdot I_{0.PPC} - \beta'_C \cdot I_{0.X.B} + \Delta Q_{конд}^C] \cdot (100 - q_4^B)}{Q_s^r}, \quad (5)$$

где  $I_{CM}$ ,  $I_{0.PPC}$ ,  $I_{0.X.B}$  – соответственно энтальпии смеси уходящих газов с горячим воздухом, присоса воздуха, холодного воздуха;  $\alpha_{CM}$  – коэффициент избытка воздуха в смеси;  $\beta'_C$  – отношение количества воздуха на входе в КВП к теоретически необходимому количеству;  $\Delta Q_{конд}^C$  – количество теплоты, уносимое уходящими из системы газами в окружающую среду;  $Q_s^r$  – высшая теплота сгорания газообразного топлива;  $q_4^B$  – потеря теплоты с механическим недожогом.

**Тепловой расчет конденсационной зоны КВП.** В связи с относительно небольшой долей теплоты, выделяющейся в конденсационной зоне КВП, расчет теплообмена можно выполнять без деления на участки, как это осуществляется при

позонном методе расчета КТА [11]. Основу расчета теплообмена составляют уравнения

$$q = \beta_p \cdot r \cdot (p_{\text{II}} - p_{\text{ГР}}) + \bar{\alpha}_{\text{Г}} (\vartheta_{\text{Г}}^{\text{CP}} - t_{\text{ГР}}) = K' (t_{\text{ГР}} - t_{\text{Г.К}}^{\text{CP}}); \quad (6)$$

$$p_s = f(t_s), \quad (7)$$

где  $q$  – плотность теплового потока;  $\beta_p$  – коэффициент массоотдачи водяного пара в газовой фазе, отнесенный к градиенту парциальных давлений;  $\vartheta_{\text{Г}}^{\text{BX}}, \vartheta_{\text{Г}}^{\text{YX}}, \vartheta_{\text{Г}}^{\text{CP}}$  – температуры газов на входе, выходе и в средней части конденсационной зоны КВП;  $p_{\text{II}}$  – парциальное давление водяного пара при температуре газов;  $p_{\text{ГР}}, t_{\text{ГР}}$  – соответственно парциальное давление и температура водяного пара на границе раздела фаз;  $\bar{\alpha}_{\text{Г}}$  – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата;  $t_{\text{Г.К}}^{\text{CP}}$  – средняя температура воздуха в конденсационной зоне;  $K'$  – коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к воздуху;  $p_s, t_s$  – соответственно парциальное давление и температура водяного пара на кривой насыщения.

Так как система уравнений (6) и (7) содержит две неизвестные величины: парциальное давление  $p_{\text{ГР}}$  и температуру  $t_{\text{ГР}}$  на границе раздела фаз, от которых зависят такие параметры как  $q, \beta_p$  и коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке  $\bar{\alpha}_{\text{Г}}$ , то задача решается методом последовательных приближений.

**Тепловой расчет бесконденсационной («сухой») зоны КВП.** Расчет этой части воздухоподогревателя осуществляется в соответствии с известными методами расчета дробепоточных и пластинчатых аппаратов [7, 12].

**Тепловой расчет КТА.** Тепловой расчет КТА выполняется в соответствии с методом позонного теплового расчета теплообменного аппарата, приведенным в [11], при котором поверхность теплообмена разделяется на отдельные небольшие участки (зоны), в пределах которых основные параметры тепло- и массообмена принимаются постоянными. Этот метод позволяет учитывать реальные представления об особенностях совместно протекающих процессов теплообмена и массообмена при конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива (парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов). При позонном расчете КТА используются уравнения (1)–(4), (6) и (7), составленные для каждого ( $i$ -го) участка. Уравнение (6) при этом имеет вид

$$q_i = \beta_{p_i} \cdot r_i \cdot (p_{\text{II}_i} - p_{\text{ГР}_i}) + \bar{\alpha}_{\text{Г}_i} (\vartheta_{\text{CM}_i} - t_{\text{ГР}_i}) = K_i \cdot (t_{\text{ГР}_i} - t_{\text{ВОД}_i}), \quad (8)$$

где  $\bar{\alpha}_{\text{Г}}$  – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата;  $\vartheta_{\text{CM}}$  – температура парогазовой смеси;  $K$  – коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к воде;  $t_{\text{ВОД}}$  – температура воды.

Совместное решение уравнений (7) и (8) методом последовательных приближений дает возможность получать достоверные данные об изменении вдоль поверхности теплообмена таких параметров как: состав, состояние, скорость движения парогазовой смеси, температуры на границе раздела фаз и стенки, температурный напор, коэффициенты теплообмена и массообмена.

#### **Результаты исследования.**

**Эффективность теплоутилизационной системы.** Выполненный с помощью программного комплекса тепловой расчет системы «котел–КВП–КТА», созданной на

базе котла Е-1,0-09 ГЗ, подтверждает высокую эффективность глубокой утилизации теплоты уходящих из котла газов: КПД системы при расчете по высшей теплоте сгорания топлива составляет 93,49 % (КПД котла равен 80,01 %). Повышение КПД системы по сравнению с КПД котла составляет 13,48 %, что при ее внедрении в промышленность позволяет обеспечить экономию 14,46 % природного газа. При условии сохранения расхода топлива на неизменном уровне доля полезно используемой теплоты в системе увеличивается с 736,2 кВт до 860,3 кВт. Эта теплота расходуется на получение дополнительной продукции: горячего воздуха с расходом 0,3719 кг/с и температурой 173,2 °С, подаваемого в топку котла и в газоотводящий тракт системы, и воды для горячего водоснабжения с расходом 0,4455 кг/с и температурой 49 °С. Получаемый в процессе утилизации теплоты уходящих газов конденсат с расходом 0,0294 кг/с (105,8 кг/ч) после его дегазации может быть использован в качестве подпитки котла или системы теплоснабжения, снижая, тем самым, затраты на водоподготовку.

**Конструкция воздухоподогревателя вращающегося типа.** Принципиальная конструктивная схема КВП приведена на рис. 2. Тепловой расчет свидетельствует о том, что конструкция конденсационного воздухоподогревателя с промежуточным циркулирующим шарообразным теплоносителем вращающегося типа обладает высокими теплотехническими показателями. Несмотря на относительно большую расчетную величину площади поверхности теплообмена, составляющую 41,8 м<sup>2</sup>, габаритные размеры КВП невелики, что обусловлено большой удельной поверхностью теплообмена шарообразного теплоносителя.

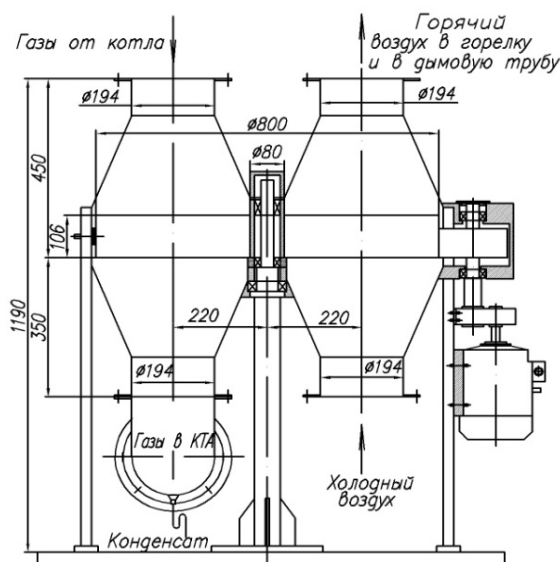


Рис. 2 – Конструктивная схема КВП вращающегося типа

Вращающийся воздухоподогреватель состоит из цилиндрического корпуса и ротора наружным диаметром 0,8 м и внутренним диаметром 0,08 м. В корпусе имеются патрубки для подвода и отвода продуктов сгорания топлива и воздуха.

Ротор представляет собой вращающуюся платформу, конструктивно разделенную на 12 радиально расположенных секторов, которые заполнены стеклянными шарами диаметром 0,004 м

**Конструкция воздухоподогревателя пластинчатого типа.** Принципиальная конструктивная схема КВП приведена на рис. 3. В результате расчета получены такие характеристики: площадь поверхности теплообмена в конденсационной зоне составляет 1,54 м<sup>2</sup>, при этом воздух с массовым расходом 0,3696 кг/с нагревается от 10 °С до 21,1 °С; площадь поверхности теплообмена в «сухой» зоне составляет 61,74 м<sup>2</sup>, воздух нагревается от 21,1 °С до 173,2 °С; суммарная площадь поверхности теплообмена составляет 63,3 м<sup>2</sup>. Теплообменный аппарат состоит из цилиндрического корпуса диаметром 0,62 м и поверхности теплообмена, сформированной из попарно сваренных спиралеобразных гофрированных элементов, расположенных с определенным шагом по окружности. Гофры, имеющие форму елки с углом наклона к вертикали 60°, расположены с шагом 0,018 м по нормали к ним.

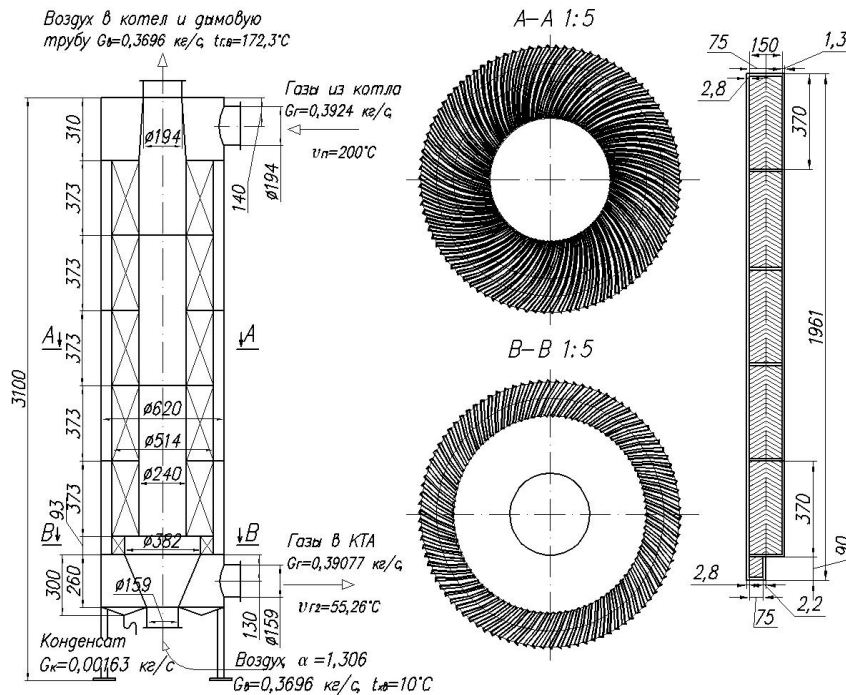


Рис. 3 – Конструктивная схема КВП пластинчатого типа

По внутренним каналам сверху вниз движутся продукты сгорания топлива, подвод и отвод которых осуществляется через соответствующие патрубки. Движение воздуха перекрестно-противоточное, шестиходовое. Подвод воздуха осуществляется через нижний патрубок, отвод – через верхний патрубок. Пластины и корпус КВП могут быть изготовлены из углеродистой стали с антикоррозионным покрытием, либо из

нержавеющей стали.

**Конструкция КТА.** Конденсационный теплообменный аппарат предназначен для нагрева воды системы горячего водоснабжения и представляет собой рекуператор поверхностного типа. В качестве поверхности теплообмена используется пучок мелкоребристых труб с шахматным их расположением по треугольнику. Площадь поверхности теплообмена КТА составляет 12,1 м<sup>2</sup>. С целью повышения надежности КТА при эксплуатации его в конденсационном режиме корпус необходимо изготавливать из нержавеющей стали либо из углеродистой стали с антикоррозионным покрытием. В нижней части теплообменного аппарата расположены емкость для сбора конденсата и устройство для его отвода с целью последующей нейтрализации. Подвод и отвод греющего и нагреваемого теплоносителей осуществляется с помощью

соответствующих патрубков. Конструктивная схема КТА приведена на рис. 4.

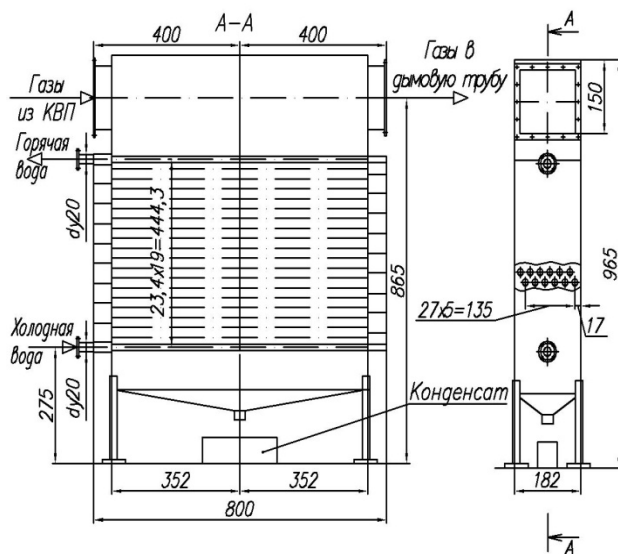


Рис. 4 – Конструктивная схема КТА

**Выводы.** На основе анализа проблем, возникающих при разработке технологических схем использования утилизируемой теплоты, установлено, что учет многих факторов, оказывающих существенное влияние на их эффективность, возможен лишь при создании системы «котел-теплоутилизаторы».

Разработка теплоутилизационной системы подтвердила высокую эффективность технологий глубокой утилизации теплоты уходящих из



котлов газів. Внедрення їх в промисловість дозволяє забезпечити економію природного газу на рівні (12–15)%. При збереженні витрати палива і паропроодуктивності котла на незмінному рівні забезпечується високотемпературний нагрів повітря, води і отримання конденсату.

Конструкції КВП і КТА мають високими теплотехнічними показателями і компактністю.

**Список літератури:** 1. *Долінський, А.А.* Основні положення концепції національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України [Текст] / А.А. Долінський, Б.І. Басок, Є.Т. Базеєв, Г.П. Кучин // Пром. теплотехніка. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 68-77. 2. *Аронов, І.З.* Контактний нагрів води продуктами згорання природного газу [Текст] / І.З. Аронов. – Л.: Недра (Ленінградське відділення), 1990. – 280 с. 3. *Фиалко, Н.М.* Ефективність систем утилізації теплоти відходячих газів енергетических установок різного типу [Текст] / Н.М. Фиалко, Ю.В. Шеренковський, А.І. Степанова, Р.А. Навродська, П.К. Голубинський, М.А. Новаковський. // Промислова теплотехніка. – 2008. – № 3. – С. 68-76. 4. *Семенюк, Л.Г.* Отримання конденсату при глибокому охолодженні продуктів згорання [Текст] / Л.Г. Семенюк // Промислова енергетика. – 1987. – № 8. – С. 47-50. 5. *Бухаркин, Е.Н.* Забезпечення надійних умов експлуатації газоотводящего тракту в котельних з конденсаційними економайзерами [Текст] / Е.Н. Бухаркин // Теплоенергетика. – 1997. – № 9. – С. 29-34. 6. *Ефимов, А.В.* Математическа модель системи «котел–теплоутилізатор» [Текст] / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Тематичний випуск. Інформатика і моделювання. – Х.: НТУ «ХПІ», 2010. – № 21. – С. 76-87. 7. *Ефимов, А.В.* Метод теплового розрахунок конденсаційного воздухоподогревателя з циркулюючим проміжоточним сферическим теплоносіелем [Текст] / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко // Енергетика та електрифікація. – 2010. – № 4. – С. 24-30. 8. *Астановский, Д.Л.* Використання теплообмінних апаратів нової конструкції в теплоенергетиці [Текст] / Д.Л. Астановський, Л.З. Астановський // Теплоенергетика. – 2007. – № 7. – С. 46-51. 9. *Исаченко, В.П.* Теплообмен при конденсації [Текст] / В.П. Исаченко. – М.: Энергия, 1974. – 239 с. 10. *Гончаренко, А.Л.* Совершенствование методов расчета, моделей и конструкций поверхностных конденсаційных апаратів котельных установок малой и средней мощности [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14; захищена 01.03.12; утв. 17.05.12 / Гончаренко Александр Леонидович. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – 204 с. 11. *Ефимов, А.В.* Совершенствование метода теплового расчета конденсаційного теплоутилізаційного апарата поверхностного типа, устанавливаемого за котельной установкой [Текст] / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко // Енергетика. – К.: НТУУ «КПІ», 2009. – № 1. – С. 64-73. 12. *Барановский, Н.В.* Пластинчатые и спиральные теплообменники [Текст] / Н.В. Барановський, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 286 с.

*Поступила в редколлегию 29.01.13*

УДК 621.036.7

**Система глубокой утилізації теплоти газів, уходящих из котельных агрегатов** [Текст] / **А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 73-80. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

З метою здійснення об'єктивної оцінки ефективності глибокої утилізації теплоти продуктів спалювання природного газу, що відходять з котлів, пропонується об'єднати котел і теплоутилізаційні пристрої в замкнуту технічну систему, виконати її розрахункове дослідження і оцінити його результати.

**Ключові слова:** система «котел-теплоутилізатори», глибока утилізація теплоти, відхідні димові гази, конденсація водяної пари, конструктивні схеми теплоутилізаторів, ефективність утилізаційної технології.

With the purpose of realization of objective estimation of efficiency of deep utilization of warmth of leaving from boilers product of combustion of gas fuel it is suggested to unite a boiler and heat utilization devices in technical close system, to execute her calculation research and estimate his results.

**Keywords:** system «boiler-heat utilizer», deep heat recovery, flue gases, water vapor condensation, methods of thermal calculation, design heat exchanger circuit, the efficiency of the utilization of technology.

УДК 621.311.22

**М.З. АБДУЛИН**, канд. техн. наук; доц. НТУУ «КПІ», Київ;  
**А.А. СЕРЫЙ**, аспірант НТУУ «КПІ», Київ

## ИЗОТЕРМИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОДУЛЕЙ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ НА ОСНОВЕ СТРУЙНО-НИШЕВЫХ СИСТЕМ

Проведено численне дослідження процесів гідродинаміки і смесеобразования палива і окислителя в струйно-нишевої системі зжигання газообразного палива при одно- і двухрядній схемі газораздачі.

**Ключевые слова:** Струйно-нишевая система, рабочий процесс, смесеобразование, концентрационные пределы воспламенения, двухрядная подача топлива, математическое моделирование, горелочное устройство

### Введение

В энергетике Украины эксплуатируются сотни тысяч огнетехнических объектов (ОО), сжигающих природный газ. В общем топливном балансе страны газ занимает одно из первых мест наряду с нефтью и углем при уровне годового потребления до 60 млн. куб. м (по данным 2011 г). Это объясняется простотой транспортировки, организации и автоматизации рабочего процесса, высокой теплотой сгорания и на порядок меньшими капиталовложениями при строительстве в сравнении с объектами, работающими на угле. Кроме того, газ экологичнее всех органических топлив, сжигаемых в промышленных масштабах. Все это делает природный газ наиболее конкурентным топливом, несмотря на значительное подорожание. Кроме того, в последние десятилетия расширяется номенклатура источников газообразного топлива – шахтный метан, синтез-газ, биогаз, сланцевый газ и т.д.

Моральная и физическая изношенность ОО требует существенного повышения уровня эффективной работы. Это подразумевает повышение уровня экономичности, экологической безопасности, надежности работы, охраны труда, качества получаемой продукции и положительного социального эффекта.

Возможности отечественной экономики не позволяют широкомасштабно менять старое оборудование на новое. В последние годы найден перспективный путь выхода из сложившейся ситуации. Методом проб и ошибок определились технологии современного уровня, которые позволяют относительно быстро и малозатратно модернизировать ОО и обеспечить необходимые эксплуатационные показатели. К таким технологиям относится утилизация тепла, автоматизация технологического процесса, использование новых теплоизоляционных и жаростойких материалов и оптимизацию топочных процессов. Как показывает практика сжигания газообразных топлив, одним из важнейших элементов технологического процесса ОО является горелочное устройство (ГУ). Правильный его выбор, рациональная установка на агрегате, соблюдение условий эксплуатации решающим образом влияют на эффективность, а иногда и на работоспособность всего агрегата. Важно заметить, что работа горелочного устройства в целом определяется его конструкцией, работой вспомогательных узлов и элементов таких как: горелочная амбразура, система розжига и контроля факела, управление подачи топлива и окислителя, система безопасности [1].

Конструктивные и режимные факторы определяют основные закономерности рабочего процесса (РП) ГУ: рациональную раздачу горючего в потоке окислителя,

© М.З. Абдулин, А.А. Серый, 2013

смесеобразование, воспламенение, стабилизацию горения, выгорание топливной смеси и формирование продуктов сгорания необходимого качества. Сложность обеспечения высокой эффективности РП зависит от физико-химических свойств горючего. Природный газ в этом плане является низкорекреационным горючим и поэтому для эффективного сжигания требуется уделять повышенное внимание не только всем стадиям РП, но формированию механизма горения [2]. Необходимо сдвигать механизм горения в сторону т.н. «микродиффузионного».

В настоящее время в эксплуатации находятся сотни ГУ различных типов и широкого спектра по мощности (от десятков кВт до десятков МВт).

Как показывает анализ конструкций рабочего процесса существующих ГУ, спектр приемов организации рабочего процесса в них достаточно узок [3]. В основном это интенсивная закрутка потока окислителя, формирующая за ГУ циркуляционное течение с зоной обратных токов на расстоянии до 2–3 калибров амбразуры. Такая схема имеет ряд существенных недостатков, основные из которых: большое гидравлическое сопротивление по тракту окислителя, пульсации давления, заброс факела на экранные трубы, расслоение потоков воздуха и газа при интенсивной «закрутке» за счет разности плотностей компонентов горючей смеси.

Исходя из накопленного опыта применения горелочных устройств для различных типов ОО можно выделить основные универсальные требования, предъявляемые к ГУ в целом:

1) Легкий и надежный розжиг при минимально возможном расходе газа (для «безхлопкового» розжига котла и обеспечения плавного выхода огнетехнического объекта (ОО) из «холодного» в «горячее» состояние, либо просушивания ОО).

2) Устойчивое (безхлопковое) горение в широком диапазоне скоростей горючего и окислителя (для предотвращения срыва факела при резких колебаниях давления газа и воздуха).

3) Необходимый диапазон регулирования по мощности ( $K_p$ ) и коэффициенту избытка воздуха ( $\alpha$ ) (для обеспечения оптимальных режимов сушки футеровки и теплового состояния элементов ОО; необходимого качества продуктов сгорания и их температурного уровня; обеспечения регулировки мощности ОО без отключения части ГУ).

4) Максимально возможная полнота сгорания топлива ( $\eta_r$ ) в топочном объеме ОО.

5) Допустимый уровень эмиссии токсичных веществ ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{SO}_2$  и т.д.) во всем диапазоне нагрузок.

6) Возможность регулировки длины и светимости факела, а также его аэродинамической и концентрационной структуры (для обеспечения необходимой интенсивности и равномерности распределения тепловых потоков; уменьшения вероятности соприкосновения факела с элементами ОО, образования окислительной или восстановительной среды в продуктах сгорания).

7) Минимально возможное сопротивление по трактам горючего и окислителя (для обеспечения возможности работы при низких давлениях газа и воздуха, снижение расхода электроэнергии на привод тягодутьевых машин).

8) Надежность и простота регулирования режимов работы (для упрощения автоматизации и обеспечения безопасности).

9) Возможность надежной работы на самотяге и в безвентиляторном режиме на частичных нагрузках за счет разряжения, создаваемого дымососом либо трубой, что

является важным при аварийных отключениях тягодутьевых средств, а также позволяет существенно экономить электроэнергию.

10) Постоянство показателей рабочих характеристик в процессе эксплуатации.

11) Низкий уровень шума.

12) Модульность, позволяющая набирать ГУ необходимой мощности из автономно работающих модулей.

13) Технологичность, простота изготовления, низкая металлоемкость, отсутствие потребности в дорогих материалах.

Необходимо также отметить, что спектр этих требований постоянно расширяется, а нормы (в частности экологические) ужесточаются. В настоящее время ни одно ГУ включая лучшие образцы зарубежных фирм не удовлетворяет этим требованиям в комплексе.

Единых подходов для создания высокоэффективных ГУ пока не выработано. Единственной методикой расчета ГУ на сегодняшний день остается методика Ю.В. Иванова, основным преимуществом которой является рациональная раздача горючего в потоке окислителя [4]. Огромный массив исследований позволил Ю.В. Иванову определить наиболее эффективный способ газораздачи путем внедрения системы струй горючего перпендикулярно потоку окислителя. При этом были заложены основы расчета глубины проникновения и траектории струй в сносящем потоке.

Отсутствие знаний о закономерностях образования циркуляционных течений за рядами струй и особенности смесеобразования в ближнем следе существенно повлияло на результаты применения многорядной системы газораздачи. Необходимо заметить, что закономерности развития струй в сносящем потоке при однорядном расположении успешно используются в струйно-нишевой технологии сжигания (СНТ) [5].

### **Постановка задачи и методика проведения исследований**

Задачей проведенных исследований является изучение закономерностей течения и смесеобразования горючего и окислителя в струйно-нишевой системе в изотермических условиях при различных вариантах подачи газа. Рассмотрению подлежала газораздача топлива круглыми струями, подаваемыми перпендикулярно в сносящий поток окислителя через однорядную и двурядную систему отверстий.

Многорядная система струй организовывается следующим образом: два ряда отверстий располагались один за другим с разными диаметрами, причем ряд отверстий с большим диаметром располагается первым по потоку воздуха с целью обеспечения большей дальности, а струи топлива второго ряда с меньшим диаметром должны заполнять пространство под основными струями, обеспечивая при этом более эффективное распределение топлива по всему объему воздушного потока см. рис. 1 [6].

Кроме того, такая система могла быть призвана для увеличения единичной мощности горелочных устройств за счет увеличения количества газоподающих отверстий.

В качестве метода проведения исследований выбрано компьютерное моделирование. Расчетная область представляет собой канал с нишей, перед которой, по потоку воздуха, располагается два ряда газовых отверстий см. рис. 2. Процессы, моделируемые при численных расчетах, включают решение системы дифференциальных уравнений движения, неразрывности и переноса  $i$ -го компонента смеси см. (1)–(4). Как показали сравнительные исследования смесеобразования в реальном рабочем процессе ГУ и при отсутствии химического реагирования,

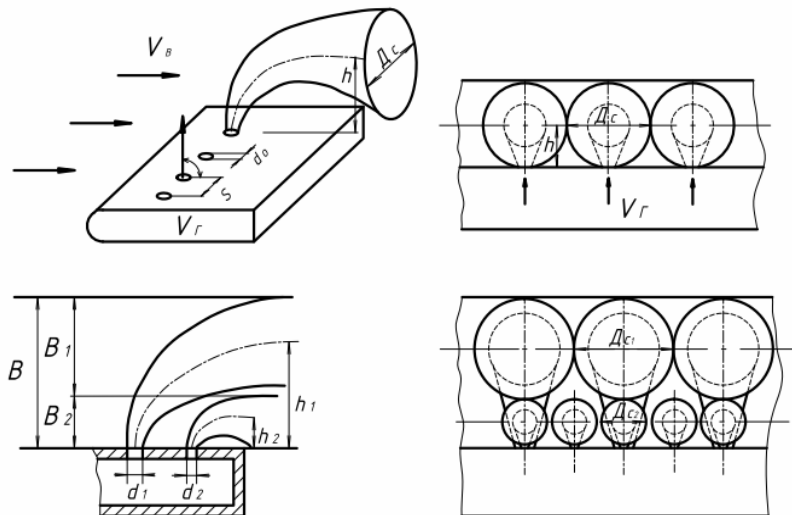


Рис. 1 – Однорядная и двухрядная система газороздачи

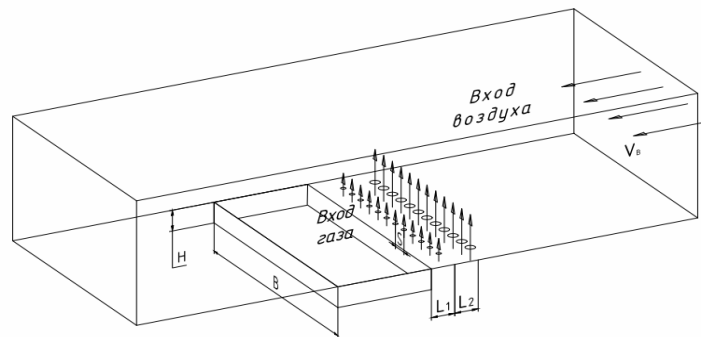


Рис. 2 – Струйно-нишевая система с двумя рядами топливных отверстий

изотермические эксперименты с достаточной достоверностью характеризуют процессы течения и смесеобразования [7]. Диапазон исследований выбран исходя из условий рабочего процесса ГУ при промышленной эксплуатации. Так режимные и геометрические параметры задавались следующими: скорость воздуха на входе в канал

$V_B = 10$  м/с; гидродинамический параметр  $\bar{q} = \frac{\rho_r \cdot W_r^2}{\rho_B \cdot W_B^2}$  задавался в диапазоне от 0,1 до

20; длина и глубина ниши  $L = 40$  и  $h = 10$  мм; ширина и высота воздушного канала  $B = 80$  мм,  $H = 60$  мм; шаг газоподающих отверстий  $S = 3,2$ ; шаг рядов газоподающих отверстий 15 мм; диаметры первого и второго ряда  $d_1$  и  $d_2$  варьировались в пределах: 1–6 мм.

Математическая модель исследуемого процесса включает в себя систему дифференциальных уравнений в частных производных, которая в декартовой системе координат может быть представлена в следующем виде:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = 0, \quad j = 1, 2, 3; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial(\rho U_j U_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j}, \quad i = 1, 2, 3; \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho_K}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_K U_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{v}{Sc_K} + \frac{v_r}{Sc_T} \right) \frac{\partial \rho_K}{\partial x_j} + R_K, \quad K = 1, 2, 3 \dots K-1; \quad (3)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right), \quad (4)$$

где  $\rho$  - плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $U$  - скорость, м/с;  $P$  - статическое давление, Па;  $x$  - пространственная координата, м;  $Sc$  – турбулентное число Шмидта;  $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $K$  – количество компонентов смеси.

Замыкание системы уравнений производилось с помощью двухпараметрической модели турбулентности  $k$ – $\varepsilon$  [8].

#### Анализ результатов численных экспериментов

Далее приведены результаты верификации математического моделирования процессов смешения газа с воздухом при изотермических продувках (использованы данные экспериментальных исследований, проведенных в условиях струйно-нишевой системы) рис. 3–4. Как видно, используемая модель дает удовлетворительные результаты.

Согласно полученным данным (рис. 5а) состав топливной смеси в области стабилизации горения находится в концентрационных пределах воспламенения во всем исследованном диапазоне изменений гидродинамического параметра  $\bar{q}$ , а соответственно и расхода горючего. Это подтверждается результатами экспериментальных исследований [9] и испытаниями ГУ в условиях промышленной эксплуатации.

В случае двухрядной системы струй горючего заметно значительное сужение диапазона горючих концентраций топливной смеси по гидродинамическому параметру, что снижает коэффициент рабочего регулирования ГУ (рис. 5б). Полученные результаты численных исследований подтверждаются результатами экспериментов процессов горения, проведенных для двухрядных систем. В результате натурных испытаний установлено, что смесь воспламенялась в нишевой полости при  $\bar{q} \leq 0,5$ , дальнейшее увеличение истечения скорости газа приводило к богатому срыву пламени.

Для двухрядных систем состав топливной смеси по нише находится в концентрационных пределах воспламенения при наименьших  $d_2$  см. табл. В ситуациях с  $d_2 \approx d_1$  смесь в нише имеет меньшую концентрацию метана. Это, очевидно, объясняется увеличением значения дальности пары струй в результате их совместного слияния рис. 4. Таким образом, в двухрядной системе в рассмотренном диапазоне значений допущение о том, что второй ряд струй будет заполнять чистое воздушное пространство под основными струями, в какой-то степени реализуется только в случае выполнения условия  $d_1/d_2 = 3$ . Следуя данному утверждению, рассмотрим характеристики процессов смесеобразования и гидродинамики для двухрядных систем газораздачи с различными диаметрами отверстий в сравнении с однорядной раздачей газа в поток окислителя.

Таблица

Значения среднего по объему ниши коэффициента избытка воздуха для двух схем газораздачи при варьировании диаметров отверстий первого и второго ряда  $\bar{q} = 20$

Коэффициент избытка воздуха	Геометрические характеристики, мм											
	$d_1$	$d_2$	$d_1$	$d_2$	$d_1$	$d_2$	$d_1$	$d_2$	$d_1$	$d_2$	$d_1$	$d_2$
	3	1	3	2	3	3	6	2	6	4	6	6
$\bar{\alpha}$ , 2-х рядная схема	0,56		0,253		0,5		0,66		0,41		0,35	
$\bar{\alpha}$ , однорядная схема	0,6		0,56		0,6		1,7		0,78		1,3	

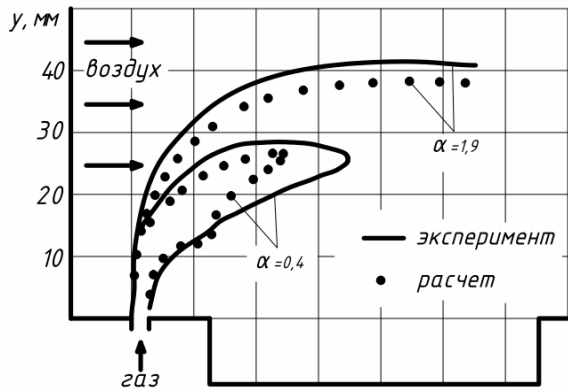


Рис. 3 – Поля коэффициента избытка воздуха в струйно-нишевой системе при изотермических продувках:  $V_b = 20$  м/с;  $S = 3$ ;  $d = 2$  мм;  $L/H = 75/15$ ;  $q = 54$  [2]

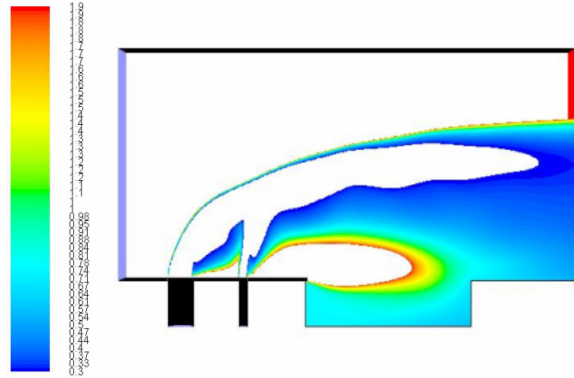


Рис. 4 – Поля коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  при двухрядной газораздаче в сечении, проходящем через оси топливных отверстий при  $d_1 = 3$ ;  $d_2 = 1$  мм;  $W_b = 10$  м/с;  $q = 10$

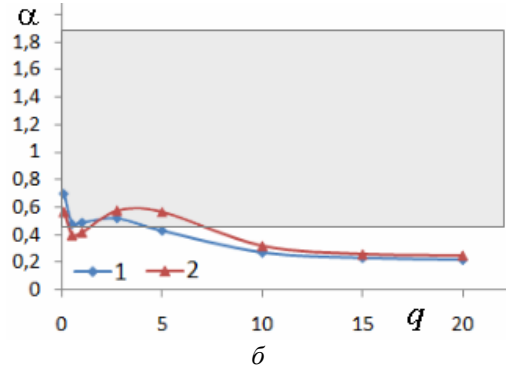
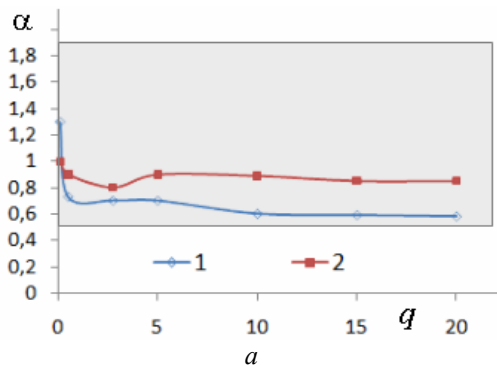


Рис. 5 – Зависимость коэффициента избытка воздуха по нише в зависимости от гидродинамического параметра для однорядной подачи (а) и двухрядной подачи (б) для различных значений диаметров газоподающих отверстий, мм: а – 1 –  $d_1 = 3,16$ ; 2 –  $d_1 = 4,75$ ; б – 1 –  $d_1 = 2,9$ ,  $d_2 = 1$ ; 2 –  $d_1 = 4,3$ ,  $d_2 = 1,4$  (прямоугольной областью ограничены концентрационные пределы воспламенения природного газа)

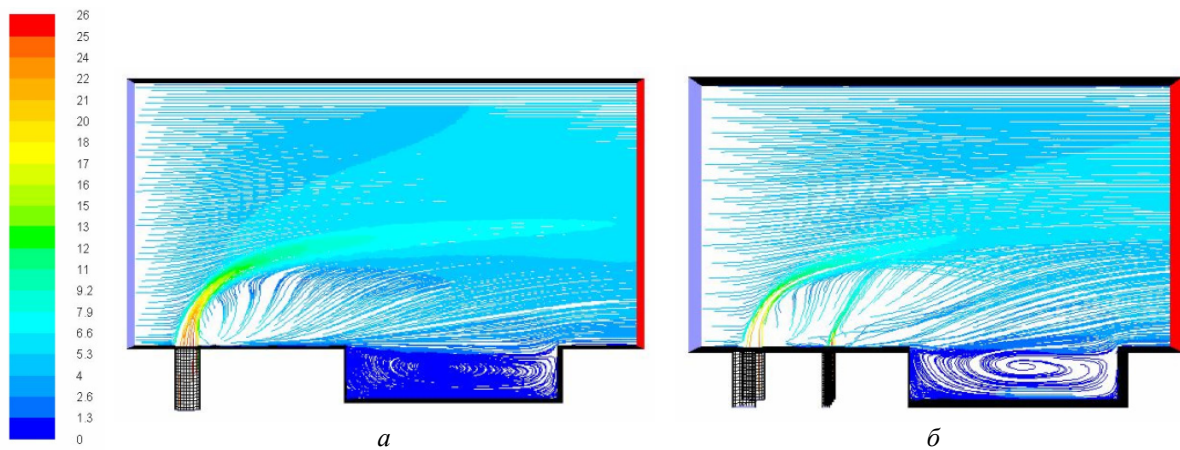


Рис. 6 – Картины линий тока в струйно-нишевой системе в сечении, проходящем через середину газоподающих отверстий с характеристиками, мм: а –  $d = 4,75$ ,  $q = 15$ ; б –  $d_1 = 4,3$ ,  $d_2 = 1,4$ ;  $q = 15$

Особый интерес представляет определение закономерностей образования зоны циркуляционного течения, как в самой нише, так и в области за струями. Анализ процессов смесеобразования показывает, что циркуляционное течение в нишевой полости возникает на всех режимах и во всем диапазоне рассмотренных геометрических характеристик. Циркуляционное же течение в области под струями

образується при значеннях гидродинамического параметра  $\bar{q} \geq 2$ . Данный факт влияет на процесс смешения в нишевой полости следующим образом: при увеличении значения гидродинамического параметра  $\bar{q}$  (в данном случае увеличивается скорость истечения газа) процессы смесеобразования в зоне стабилизации пламени являются автомодельными, то есть средний уровень концентрации газа по объему ниши при изменении режима работы системы остается практически неизменным. Автомодельность процессов характерна как для однорядной (рис 5а) так и для двухрядной системы (рис 5б). Наличие минимума коэффициента избытка воздуха в диапазоне значений гидродинамического параметра от 0,5 до 2 объясняется «прилипанием» струй к стенке в области истечения газа из отверстий, вызванного эффектом Коанда, и сопровождается незначительным увеличением концентрации топлива в нише.

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод о том, что однорядная подача в отличие от двухрядной обеспечивает необходимый горючий уровень концентраций топливной смеси и устойчивую управляемую аэродинамическую структуру течения в области стабилизации процесса горения в широком диапазоне исследований. Данное явление объясняется негативным влиянием ввода второго ряда струй в зону циркуляционного течения, выполняющего важную задачу образования горючей смеси нужного качества в нишевой полости и стабилизации пламени (рис 6а, б). Из результатов проведенных исследований видно, что при размещении рядов отверстий на расстоянии 15 мм с соотношением  $d_2/d_1 = 3$ , второй ряд струй находится в тени влияния первого ряда, что в последствии приводит к слиянию струй. Численное моделирование процессов, проходящих в струйно-нишевой системе, при увеличении расстояния между рядами газоподающих отверстий до  $L_2 = 30$  мм, при неизменном расстоянии  $L_1 = 15$  показали, что образуемая смесь в зоне нишевой полости перенасыщена топливом и при значениях  $q > 5$  выходит за пределы горючих концентраций для всех рассмотренных геометрических характеристик системы.

#### **Выводы**

1 Проведено численное моделирование процессов гидродинамики и смесеобразования в струйно-нишевой системе для реальных условий эксплуатации ГУ.

2 На основе экспериментальных данных и численного моделирования проведено тестирование двухрядной схемы газораздачи для различных значений ее геометрических характеристик.

3 Показана эффективность газораздачи однорядной системой струй в широком диапазоне изменений режимных параметров ГУ за счет обеспечения:

- устойчивой циркуляционной зоны в ближнем следе за системой струй;
- наличия постоянного уровня горючей концентрации топливной смеси в области стабилизации процесса горения.

4 Показаны возможности повышения уровня эффективности газораздачи двухрядной системой струй за счет обеспечения устойчивости аэродинамической структуры в ближнем следе газоподающих отверстий при подборе соответствующих геометрических и режимных факторов.

**Список литературы:** 1. Винтовкин, А.А. Современные горелочные устройства [Текст] / А.А. Винтовкин, М.Г. Ладыгичев. – М.: Машиностроение-1. – 487 с. 2. Ибрагим Джамал. Особенности рабочего процесса модуля горелочного устройства с поперечной подачей струй газа: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.01 / Джамал Абдель Карим Ибрагим; КПИ. – К., 1997. – 118 с. 3. Абдулин, М.З. Применение струйно-нишевой технологии сжигания топлива в энергетических установках [Текст] / М.З. Абдулин //



Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – 2005. – № 6. – С. 130-144. 4. *Абдулин, М.З.* Оптимизация топочного процесса – путь к повышению эффективности, экологической безопасности и надежности работы котлов [Текст] / М.З. Абдулин, И.П. Овсиенко, Г.Р. Дворцин, А.М. Жученко, Ю.А. Кулешов // Новости теплоснабжения. – 2008. – № 4. – С. 31-35. 5. *Абдулин, М.З.* Горелочное устройство на основе саморегулирующейся системы смесеобразования и стабилизации пламени [Текст] / М.З. Абдулин, Г.Р. Дворцин, И.Б. Тепляков, В.Н. Строкин // Труды IV международной научно-технической конференции «Комплексная автоматизация промышленности». – 1990. – С. 12-16. 6. *Иванов, Ю.В.* Основы расчета и проектирования газовых горелок. – М.: Недра, 1972. – 272 с. 7. *Христич, В.А.* Исследование некоторых закономерностей развития диффузионной горячей газовой струи в турбулентном следе трехмерного стабилизатора [Текст] / В.А. Христич, Г.Н. Любчик // Вестник КПИ. Серия: Теплоэнергетика. – 1964. – № 1. – С. 30-39. 8. *Молочников, В.М.* Исследование применимости пакета *FLUENT* к моделированию дозвуковых отрывных течений [Текст] / В.М. Молочников, Н.И. Михеев, О.А. Душина // Теплофизика и аэромеханика. – 2009. – Т. 16, № 3. – С. 387-394. 9. *Абдулин, М.З.* Струйно-нишевая технология сжигания топлива на объектах муниципальной энергетики [Текст] / М.З. Абдулин, В.С. Дубовик // Новости теплоснабжения. – 2004. – № 6. – С. 20.

*Поступила в редколлегию 12.01.13*

УДК 621.311.22

**Исследование рабочего процесса горелочных устройств на основе струйно-нишевых систем** [Текст] / **М.З. Абдулин, А.А. Серый** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 81-88. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконано числове дослідження процесів гідродинаміки та сумішоутворення пального та окисника у струменево-нішовій системі спалювання газоподібного палива при одно- та дворядній схемі газороздачі.

**Ключеві слова:** струменево-нішова система, робочий процес, сумішоутворення, концентраційні межі займання, дворядова подача палива, математичне моделювання, пальниковий пристрій.

It was carry on numerical investigation the processes of hydrodynamics and mixing of fuel and oxidizer in a jet- niche system burning gaseous fuel with supplying gas throw single and double raw of fuel round holes.

**Keywords:** jet- niche system, working procedure, mixing, explosion limit, duplex fuel supply, mathematical modeling, burner device.

УДК 621.43

**С.И. СЕРБИН**, д-р техн. наук; проф. Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев;  
**Н.А. ГОНЧАРОВА**, аспирант Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СПОСОБОВ ГАЗИФИКАЦИИ УГЛЕЙ РАЗЛИЧНОГО МОРФОЛОГИЧЕСКОГО СОСТАВА

Статья посвящена теоретическим исследованиям процессов газификации углей с различным составом газифицирующих агентов. Для прогнозирования характеристик процессов газификации углей различного состава использована модель термодинамического равновесия. Определены основные параметры и оптимальные условия процессов газификации углей.

**Ключевые слова:** газификация, уголь, синтез-газ, равновесный состав, плазма.

**Введение.** Одним из перспективных источников получения синтез-газа является термическая переработка угля – его газификация. По типу дутья газификация углей делится на воздушную, кислородную, кислородно-паровую, паровую [1–5]. Актуальной задачей является разработка эффективной комплексной технологии преобразования угля в газообразное топливо с получением горючих газов ( $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$ ) и возможностью его дальнейшего применения в камерах сгорания ГТД.

В зависимости от способа газификации, состава дутьевого потока и условий газификации, давления, морфологического состава угля и его реакционной способности возможно получение синтез-газа различного назначения.

**Основная часть.** Целью исследований является определение составов продуктов плазменной газификации углей различных месторождений и их зависимостей от массового содержания реагентов для дальнейшего технико-экономического анализа целесообразности применения плазменных технологий переработки углей. Исследовались три способа плазменной газификации: воздушная, кислородная и кислородно-паровая. Проанализированы три различных варианта кислородно-паровой газификации, отличающиеся различным соотношением по массе количества водяного пара, отнесенного к количеству смеси водяного пара и кислорода в системе – 20, 36 и 49 %.

Рассмотрены следующие виды углей: энергетический экибастузский каменный уголь (вариант 1) и талдыкольский уголь Майкубенского месторождения для коммунально-бытовых нужд (вариант 2).

При определении содержания продуктов газификации углей различного морфологического состава предполагалось, что продукты газификации находятся в термодинамическом равновесии. Расчеты равновесного состава термодинамических систем проведены с использованием программного обеспечения *TERRA* [6]. Все расчеты проведены применительно к 1 массовой части угля.

В расчетах варьировалось массовое содержание окислителя в диапазоне, соответствующем изменению коэффициента избытка окислителя  $\alpha$  в смеси от 0,1 (переобогащенная углем смесь) до 1,0 (стехиометрия). Расчетное давление газификации 0,1 МПа.

Во всех расчетах тепловая мощность плазменной струи равнялась 50 кВт, что эквивалентно примерно 1 МВт тепловой мощности перерабатываемого угля. При рабо-

© С.И. Сербин, Н.А. Гончарова, 2013

те плазменного генератора на різних середовищах середньінтегральна температура плазменної струї вважалась постійною і рівною 4500 К. Початкова температура повітря і кисню полагалась рівною 300 К, водяного пару 400 К.

Склад вугля варіанта 1 (по масі, %): С = 49,2; Н = 3,0; N = 0,9; O = 26,4527; S = 0,4282; Si = 12,1533; Al = 5,0808; Fe = 1,5387; Ca = 0,5718; Mg = 0,1689; Ti = 0,2158; Na = 0,1039; K = 0,1162; P = 0,0698. Зольність на суху масу 40,0 %, вологи 5 %. Висока теплота згорання 17610,14 кДж/кг.

Склад вугля варіанта 2 (по масі, %): С = 57,1216; Н = 3,8; N = 1,8605; O = 24,5098; S = 0,8587; Si = 6,3573; Al = 2,9560; Fe = 1,0441; Ca = 0,8360; Mg = 0,4924; Ti = 0,1637. Зольність на суху масу 24,0 %, вологи 18,0 %. Висока теплота згорання 19119,81 кДж/кг.

На графіках складу продуктів плазменної газифікації (рис. 1–4) по осі ординат приведено масове вміщення окислювача, відповідно для повітря (формула  $N_{54.6404}O_{14.6673}$ ), кисню (формула  $O_2$ ) і водяного пару (формула  $H_2O$ ).

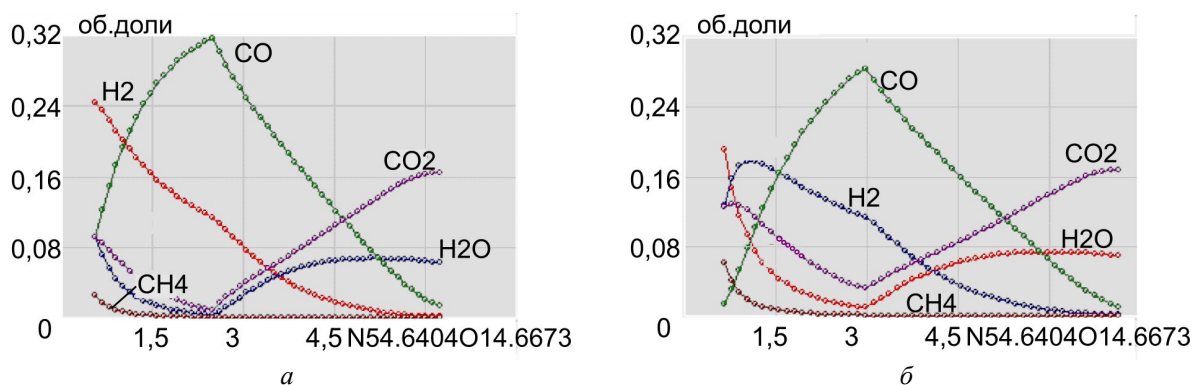


Рис. 1 – Об'ємні частки компонентів процесів повітряної газифікації вугілля:  
а – варіант 1; б – варіант 2

При повітряній газифікації вугілля в температурному інтервалі 800–2000 К газова фаза в основному складається з молекулярного азоту ( $N_2$ ) і синтез-газу ( $CO+H_2$ ).

В процесах повітряної газифікації вугля варіанта 1 при температурі  $T = 1100$  К значення об'ємної концентрації монооксида вуглецю ( $CO$ ) досягає максимуму і становить 31,5 %. При цій же температурі об'ємна концентрація водороду ( $H_2$ ) становить 11,5 %. Дані значення об'ємних концентрацій і температури процесу відповідають значенню коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha = 0,4$ .

Максимальне значення об'ємної концентрації водороду при повітряній газифікації вугля варіанта 1 досягається при  $T = 900$  К і становить 24,5 %. Данна температура відповідає значенню коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha = 0,1$ . При цій же температурі спостерігається максимум значення об'ємної концентрації метану ( $CH_4$ ) – 2,6 %. При збільшенні значень коефіцієнта надлишку повітря з 0,1 до 0,4 величини об'ємної концентрації метану зменшуються до нуля.

Значення об'ємних концентрацій діоксида вуглецю ( $CO_2$ ) і водяного пару ( $H_2O$ ) в інтервалі температур 800–1100 К зменшуються і досягають мінімуму при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 0,4$ . Далі збільшення коефіцієнта надлишку повітря веде до зростання об'ємних концентрацій продуктів повного згорання і зменшенню кількості горючих компонентів синтез-газу.

В процесах повітряної газифікації вугля варіанта 2 значення об'ємної концентрації  $CO$  досягає максимуму і становить 27,8 % при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 0,4$ . Максимальний вихід водороду спостерігається при коефіцієнті

избытка воздуха  $\alpha = 0,2$ . Смещение максимума значений объемной концентрации водорода объясняется значительной влажностью угля варианта 2 по сравнению с углем варианта 1 и необходимостью затраты большего количества теплоты на сушку.

Кривые объемных концентраций компонентов  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ , полученные при расчетах процессов газификации угля варианта 2 подобны кривым для угля варианта 1.

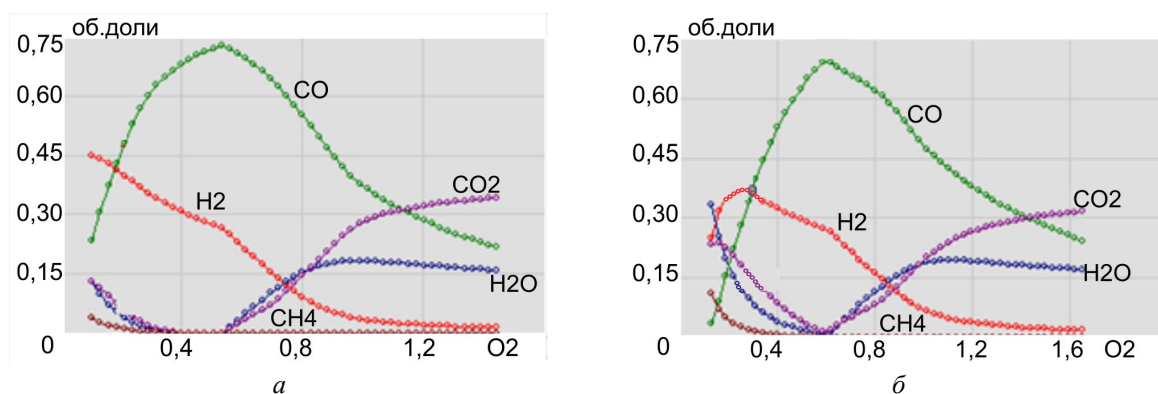


Рис. 2 – Объемные доли компонентов процессов кислородной газификации углей:  
 а – вариант 1; б – вариант 2

С увеличением концентрации кислорода в реагирующем газе уменьшается содержание балласта (азота), увеличивается температура и растет скорость реакции. Скорость реакции при этом возрастает не только пропорционально концентрации реагирующего газа, но и за счет роста эффективной константы скорости. При этом повышение концентрации кислорода в газогенераторах не только интенсифицирует процесс газификации, но и улучшает качество газа.

В процессах кислородной газификации при значении коэффициента избытка окислителя  $\alpha = 0,4$  значения объемных концентраций  $\text{CO}$  для улей вариантов 1 и 2 достигают максимума и составляют 72,3 и 69,1 % соответственно. Данные величины соответствуют значениям температуры процессов газификации углей вариантов 1 и 2 – 1600 К и 1200 К соответственно. Более высокая температура процесса газификации угля варианта 1 объясняется небольшим значениям его влажности ( $W = 5\%$ ) по сравнению с углем варианта 2 ( $W = 18\%$ ).

Для угля варианта 1 значение максимума объемной концентрации водорода  $\text{H}_2$  достигается при значении коэффициента избытка окислителя  $\alpha = 0,1$  и составляет 45,3 %. Данные значения соответствуют температуре процесса газификации  $T = 900$  К. При данной температуре значение объемной концентрации метана  $\text{CH}_4$  максимальное и составляет 4,0 %.

В процессе кислородной газификации угля варианта 2 максимальное значение объемной концентрации водорода имеет место при значении коэффициента избытка окислителя  $\alpha = 0,2$ .

Содержание продуктов полного сгорания ( $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ ) уменьшаются в диапазоне значений коэффициента избытка окислителя от 0,1 до 0,4 и возрастают при  $\alpha = 0,4-1,0$ .

В процессах кислородно-паровой газификации объемные концентрации молекулярного водорода достигают максимальных значений при коэффициенте избытка окислителя  $\alpha = 0,4$ . Причем, с увеличением массового отношения водяного пара к окислителю с 20 до 49 %, объемная концентрация  $\text{H}_2$  увеличивается с 31,2 до 38,3 %. В диапазоне изменений коэффициента избытка окислителя  $\alpha = 0,1-0,4$  в синтез-газе в качестве компонента присутствует незначительное количество метана (объемная концентрация  $\text{CH}_4$  (5–7) % для  $\alpha = 0,1$  и около 0,5 % для  $\alpha = 0,4$ ).

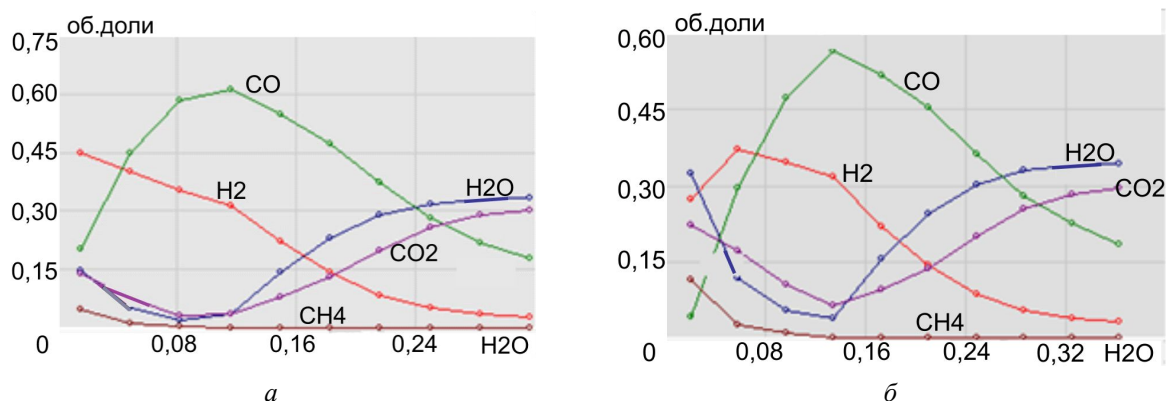


Рис. 3 –Объемные доли компонентов процессов кислородно-паровой газификации углей (массовое соотношение  $H_2O/(H_2O+O_2) = 0,20$ ): *a* – вариант 1; *б* – вариант 2

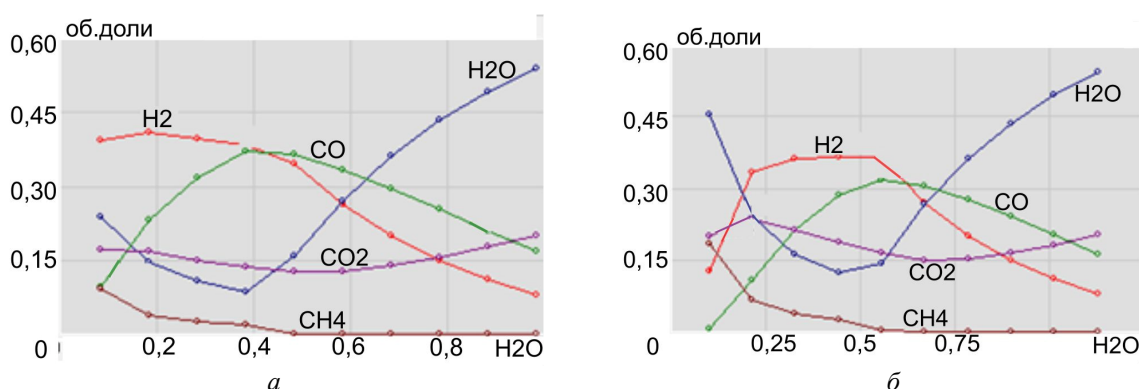


Рис. 4 – Объемные доли компонентов процессов кислородно-паровой газификации углей (массовое соотношение  $H_2O/(H_2O+O_2) = 0,49$ ): *a* – вариант 1; *б* – вариант 2

Для кислородно-паровой газификации с массовым отношением водяного пара к окислителю 20 % максимальное содержание оксида углерода имеет место для всех вариантов углей при коэффициентах избытка окислителя около 0,4. С увеличением отношения водяного пара к окислителю с 20 до 49 % значениям максимального выхода оксида углерода для угля варианта 2 соответствует коэффициент избытка окислителя порядка 0,5.

Используя вышеуказанные данные, построены графики зависимости (рис. 5) теоретического КПД газификации от коэффициента избытка окислителя для кислородной и кислородно-паровой газификации.

Для всех способов газификации угля варианта 1 максимальное значение теоретического КПД газификации достигается при коэффициенте избытка окислителя  $\alpha = 0,4$ . При данных условиях получается синтез-газ с максимальной теплотворной способностью. Для угля варианта 2 максимальное значение теоретического КПД газификации имеет место при этом же значении коэффициента избытка окислителя для воздушной, кислородной и кислородно-паровой газификации с отношением  $H_2O/(H_2O+O_2) = 20$  %. При использовании газифицирующих агентов с повышенным содержанием  $H_2O$  наблюдается смещение максимальных значений теоретического КПД газификации в сторону увеличения значения коэффициента избытка окислителя ( $\alpha = 0,5$ ) из-за избытка влажности топлива и необходимости обеспечения процессов частичного горения для поддержания необходимой температуры процесса.

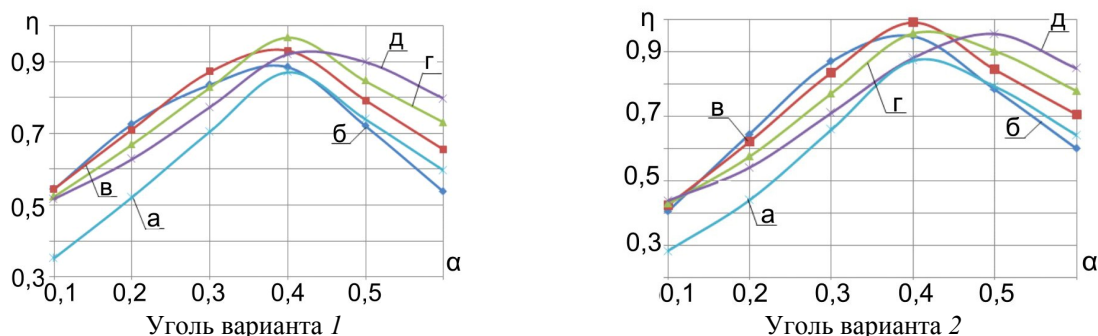


Рис. 5 – Зависимость теоретического КПД газификации от коэффициента избытка окислителя при различных видах газификации: *а* – воздушная; *б* – кислородная; *в* – кислородно-паровая с  $H_2O/(H_2O+O_2) = 20\%$ ; *г* – кислородно-паровая с  $H_2O/(H_2O+O_2) = 36\%$ ; *д* – кислородно-паровая с  $H_2O/(H_2O+O_2) = 49\%$

**Выводы.** Наиболее целесообразными методами обработки рассмотренных углей являются плазменная кислородная и кислородно-паровая газификации, определяющие максимальный выход молекулярного водорода и оксида углерода.

Максимальный выход горючих компонентов синтез-газа при кислородно-паровой газификации имеет место для коэффициентов избытка окислителя 0,4–0,5 и определяется относительным массовым содержанием водяного пара в системе.

**Список литературы:** 1. Шиллинг, Г. Газификация угля [Текст] / Г. Шиллинг, Б. Бонн, У. Краус; пер. с нем. С.Р. Исламова. – М.: Недра, 1986. – 175 с. 2. Калечица, И.В. Химические вещества из угля [Текст] / пер с нем. И.В. Калечица. – М.: Химия, 1980. – 616 с. 3. Karpenko, E.I. Plasma-Fuel Systems for Enhancement Coal Gasification and Combustion [Text] / E.I. Karpenko, V.E. Messerle, A.B. Ustimenko // Presentations Abstracts of 30th International Symposium on Combustion. – University of Illinois at Chicago, July 25–30, 2004. – P. 110. 4. Serbin, S.I. Investigation of the working processes in a gas turbine combustor with steam injection [Text] / S.I. Serbin, A. Mostipanenko, I. Matveev // Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference. – Honolulu, Hawaii, USA, March 13-17, 2011. – AJTEC2011-44042. – 6 p. 5. Serbin, S.I. Theoretical investigations of the working processes in a plasma coal gasification system [Text] / S.I. Serbin, I. Matveev // IEEE Transactions on Plasma Science. – 2010. – Vol. 38. – Issue 12. – P. 3300-3305. 6. Трусов, Б.Г. Программная система TERRA для моделирования фазовых и химических равновесий [Текст] / Б.Г. Трусов // Труды XIV Межд. конф. по хим. термодинамике. – 2002. – С. 483.

Поступила в редколлегию 30.01.13

УДК 621.43

**Сравнительный анализ способов газификации углей различного морфологического состава** [Текст] / С.И. Сербин, Н.А. Гончарова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 13(987). – С. 89-93. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Стаття присвячена чисельним дослідженням процесів газифікації вугілля з газифікуючим агентом різноманітного складу. Для прогнозування характеристик процесів газифікації вугілля різного складу використана модель термодинамічної рівноваги. Знайдені основні параметри і оптимальні умови процесів газифікації вугілля.

**Ключові слова:** газифікація, вугілля, синтез-газ, рівноважний склад, плазма.

The article deals with the theoretical research of the coal gasification processes with different oxidizer composition. The model of thermodynamic equilibrium was used for the prediction of gasification characteristics for different coals. The basic parameters and optimal regimes of coal gasification processes are defined.

**Keywords:** gasification, coal, synthesis gas, equilibrium composition, plasma.

УДК 621.577 + 697.1

**М.К. БЕЗРОДНИЙ**, д-р техн. наук; проф. НТУУ «КПІ», Київ;  
**Н.А. ПРИТУЛА**, аспірантка НТУУ «КПІ», Київ

## **ОБ ОПТИМАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ ТЕПЛОНАСОСНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ**

Разработана методика определения оптимальной степени охлаждения среды в испарителе теплового насоса для низкотемпературных системах отопления с использованием различных возобновляемых источников энергии. Поддержка оптимальной степени охлаждения среды обеспечивает минимальные удельные затраты внешней энергии на теплонасосную систему отопления в целом.

**Ключевые слова:** низкотемпературная система отопления, тепловой насос, солнечный коллектор, оптимальная степень охлаждения среды.

### **Введение**

На сегодняшний день в Украине существуют проблемы рационального использования природных энергоресурсов и охраны окружающей среды. Они могут быть решены как за счет снижения тепловых потерь, так и путем внедрения современной техники генерации, распределения, регулирования и потребления теплоты. Одним из наиболее эффективных видов современной техники, что позволяет значительно снизить затраты энергии в системах теплоснабжения и уменьшить загрязнение окружающей среды, являются тепловые насосы.

В последние годы наблюдается стремительное развитие и внедрение этих технологий, и нет сомнений в том, что в ближайшем будущем именно тепловые насосы заменят большую часть традиционных технологий получения низкотемпературной теплоты для целей отопления. Тем не менее, внедрение тепловых насосов в экономику нашей страны происходит очень медленно и с большими сложностями. Прежде всего, это объясняется отсутствием должной поддержки со стороны государства при разработке, исследованиях и внедрении теплонасосного оборудования и недоверием к этим технологиям со стороны массового потребителя.

Поэтому наши усилия были направлены на термодинамический анализ эффективности использования тепловых насосов с учетом условий их применения и использованием различных возобновляемых низкотемпературных источников теплоты. Прежде всего следует отметить, что в литературе не исследована оптимальная глубина использования низкотемпературных источников энергии в теплонасосной установке в условиях затраты энергии как на повышение потенциала этой теплоты, так и перемещение теплоносителя в нижнем контуре теплового насоса [1–4].

### **Термодинамический анализ системы**

Проанализированы принципиальные схемы теплонасосных систем отопления с использованием теплоты таких природных источников энергии как атмосферный воздух, вода, грунт и солнечная радиация (рис. 1). При заданной тепловой мощности теплового насоса и температуре теплоносителя в системе отопления, которые определяются самим объектом теплоснабжения, температура теплоносителя на выходе из испарителя теплового насоса является неоднозначной. Это обусловлено тем, что количество теплоты, отобранное от нижнего источника в испарителе ТН, зависит от разности температур на входе и выходе из испарителя и расхода теплоносителя. В связи с тем, что затраты энергии на привод компрессора теплового насоса и на нагнета-

---

© М.К. Безродный, Н.А. Притула, 2013

тель теплоносителя при изменении его температуры на выходе из испарителя изменяются в противоположных направлениях, сформулирована задача определения оптимальной степени охлаждения среды в испарителе теплового насоса, которой соответствуют минимальные суммарные затраты энергии на теплонасосную систему низкотемпературного отопления в целом [5–7].

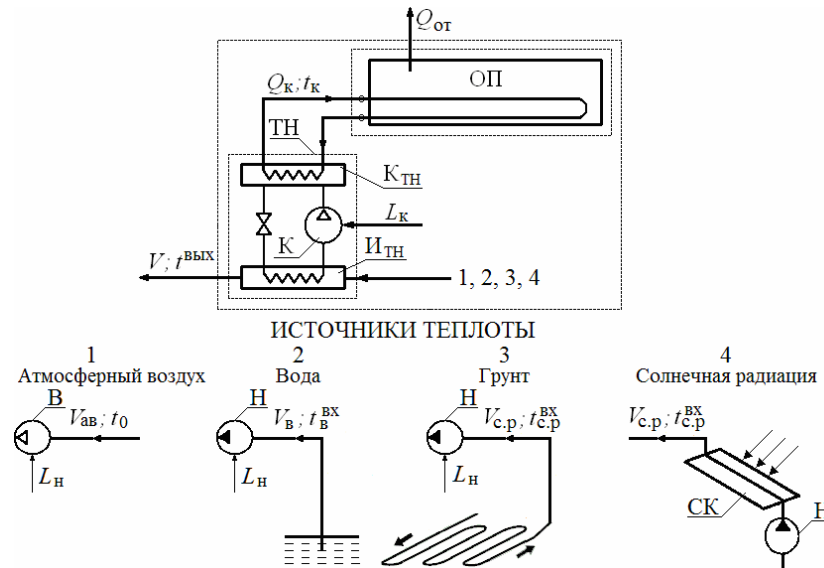


Рис. 1 – Принципиальная схема теплонасосной системы низкотемпературного отопления:  
 ОП – отапливаемое помещение; ТН – тепловой насос; К<sub>ТН</sub> – конденсатор ТН,  
 И<sub>ТН</sub> – испаритель ТН; К – компрессор; В – вентилятор; Н – насос; СК – солнечный коллектор;  
 L<sub>к</sub> – работа привода компрессора теплового насоса; L<sub>н</sub> – работа привода нагнетателя  
 на преодоление суммарных потерь давления в нижнем контуре

Эффективность работы теплонасосных систем в литературе обычно принято оценивать величиной коэффициента трансформации ТН. Но для сложных систем, эффективность работы которых зависит не только от эффективности самого теплового насоса, но и других элементов системы, более целесообразно, на наш взгляд, использовать другие относительные характеристики, которые определяют эффективность функционирования всей системы. Поэтому, дальнейший анализ проведен на основе определения величины суммарных удельных затрат внешней энергии на систему отопления, которая в случае затрат энергии только на тепловой насос является величиной, обратной коэффициенту трансформации теплового насоса.

В соответствии со схемой (рис. 1) суммарные затраты внешней энергии на теплонасосную установку включают в себя затраты на компрессор теплового насоса и нагнетатель теплоносителя нижнего источника теплоты. При этом удельные суммарные затраты энергии на систему отопления можно представить в виде:

$$l_{от} = L_{сум} / Q_{от} = (L_{к} + L_{н}) / Q_{к}, \quad (1)$$

где  $L_{к}$ ,  $L_{н}$  – затраты энергии на компрессор ТН и нагнетатель соответственно, кВт;  $Q_{к}$  – тепловой поток, отведенный от конденсатора теплового насоса, кВт.

Затраты энергии на компрессор теплового насоса  $L_{к}$  определяются по формуле:

$$L_{к} = Q_{и} / (\varphi - 1). \quad (2)$$

Тепловой поток в испарителе теплового насоса  $Q_{и}$ :

$$Q_{и} = V_{с} \rho_{с} c_{p} (t_{с}^{вх} - t_{с}^{вых}). \quad (3)$$



где  $V_c$ ,  $\rho_c$ ,  $c_p$  – объемный расход, плотность и изобарная теплоемкость среды;  $t_c^{BX}$ ,  $t_c^{BЫX}$  – температура среды на входе и выходе из испарителя теплового насоса.

Затраты энергии на нагнетатель среды:

$$L_n = V_c \Delta p / \eta_n \eta_{np}, \quad (4)$$

где  $\Delta p$  – суммарные аэродинамические или гидравлические потери давления в нижнем контуре,  $\eta_n$  и  $\eta_{np}$  – КПД нагнетателя и его привода соответственно. Принято, что в оптимальном режиме работы нагнетателя  $\eta_n = 0,8$ , а КПД привода  $\eta_{np} = 0,95$  [8].

Тепловой поток  $Q_k$  в соотношении (1) определяется по уравнению теплового баланса теплового насоса:

$$Q_k = Q_n + L_k. \quad (5)$$

Действительный коэффициент трансформации теплового насоса  $\phi$  может быть представлен в виде:

$$\phi = \phi_T \eta_{TH}, \quad (6)$$

где  $\eta_{TH}$  – коэффициент, учитывающий реальные процессы, осуществляемые рабочим телом в ТН, который согласно [9] можно принять 0,6;  $\phi_T$  – теоретический коэффициент трансформации ТН, который с учетом тепловых необратимостей в испарителе и конденсаторе можно определить по соотношению:

$$\phi_T = 1 / (1 - T_n^{TH} / T_k^{TH}) = 1 / [1 - (273 + t_c^{BЫX} - \Delta t_n) / (273 + t_k + \Delta t_k)], \quad (7)$$

где  $T_n^{TH}$  – температура испарения рабочего агента в испарителе ТН, К;  $T_k^{TH}$  – температура конденсации рабочего агента в конденсаторе ТН, К;  $t_c^{BЫX}$  – температура среды на выходе из испарителя, °С;  $t_k$  – температура воды на выходе из конденсатора, °С;  $\Delta t_n$  – разница температур среды и рабочего тела ТН на выходе из испарителя;  $\Delta t_k$  – разница температур рабочего тела ТН и воды на выходе из конденсатора. Согласно рекомендациям работы [9] можно принять, что  $\Delta t_n = 10; 5; 5$  для воздуха, воды и соляного раствора в испарителе соответственно и  $\Delta t_k = 5$  °С для воды в конденсаторе.

Температура воды на выходе из конденсатора  $t_k$  равна температуре греющего теплоносителя в системе отопления. При определении этой температуры необходимо учитывать следующее. В отопительном приборе существует разница температур между температурой греющего теплоносителя  $t_k$ , которая подается от источника теплоты, и температурой в помещении  $t_n$ . При понижении температуры окружающей среды увеличивается тепловой поток, необходимый для отопления, но поскольку полезная площадь отопительного прибора постоянна, по уравнению теплопередачи необходимо повышать данную разницу температур  $(t_k - t_n)$ , и, как следствие, температуру теплоносителя  $t_k$ . Итак,  $t_k$  так, как и  $Q_k$ , возрастает с понижением температуры окружающей среды  $t_0$ .

Для определения этой температуры имеет силу уравнение, которое выводится на основе анализа процессов теплообмена в системе греющая вода – воздух в помещении – атмосферный воздух [10]:

$$t_k = t_n + (t_T^P - t_n) \left( \frac{t_n - t_0}{t_n - t_0^P} \right)^{\frac{1}{1+n}}, \quad (8)$$

где  $t_T^P$  – расчетная температура греющего теплоносителя при расчетной температуре окружающей среды;  $n = 0$  для низкотемпературных систем отопления. Расчетная температура греющего теплоносителя принята  $t_T^P = 40$  °С.

С учетом уравнений (2)–(6) выражение (1) для определения удельных затрат внешней энергии на отопление принимает вид:

$$l_{\text{от}} = \frac{1}{\Phi} \left[ 1 + \frac{\Delta p (\Phi - 1)}{\rho_c c_p (t_c^{\text{вх}} - t_c^{\text{вых}}) \eta_n \eta_{\text{пр}}} \right] = \frac{1}{\Phi} \left[ 1 + \frac{A (\Phi - 1)}{(t_c^{\text{вх}} - t_c^{\text{вых}}) \eta_n \eta_{\text{пр}}} \right]. \quad (9)$$

Таким образом, удельные затраты внешней энергии на теплонасосную систему отопления зависят (кроме величин характерных температур) от комплекса заданных величин  $A = \Delta p / \rho_c c_p$ , который выступает как единый параметр и может изменяться в определенном диапазоне значений в зависимости от изменения величины  $\Delta p$ , которая во многих случаях может быть реально задана.

Анализ теплонасосной системы с использования теплоты воздуха, воды и грунта, проведенный в работах [5–7], показал, что оптимальная степень охлаждения теплоносителя в испарителе теплового насоса при заданном гидравлическом сопротивлении нижнего контура может быть определена аналитически.

Для определения оптимальной степени охлаждения среды в испарителе представим температуру  $T_n^{\text{TH}}$  в формуле (7) в виде:

$$T_n^{\text{TH}} = T_c^{\text{вх}} - \Delta t_c - \Delta t_n = 273 + t_c^{\text{вх}} - \Delta t_c - \Delta t_n, \quad (10)$$

где  $\Delta t_c = t_c^{\text{вх}} - t_c^{\text{вых}}$  – разница температур среды на входе и выходе из испарителя. Тогда уравнение (9) после преобразования с учетом выражений (6) и (7) можно записать в виде функции от  $\Delta t_c$  как:

$$l_{\text{от}} = a + \frac{\Delta t_c}{T_n^{\text{TH}} \eta_{\text{TH}}} + \frac{Ab}{\eta_n \eta_{\text{пр}} \Delta t_c}, \quad (11)$$

где  $a = \frac{1}{T_n^{\text{TH}} \eta_{\text{TH}}} \left( T_n^{\text{TH}} - T_c^{\text{вх}} + \Delta t_n - \frac{A}{\eta_n \eta_{\text{пр}}} \right)$  и  $b = 1 - \frac{1}{\eta_{\text{TH}}} + \frac{T_c^{\text{вх}} - \Delta t_n}{T_n^{\text{TH}} \eta_{\text{TH}}}$ .

Анализ этой зависимости  $l_{\text{от}} = f(\Delta t_c)$  на экстремум позволяет получить соотношение для определения оптимальной степени охлаждения среды в испарителе теплового насоса

$$\Delta t_c^{\text{опт}} = \sqrt{\frac{A(273 + t_k + \Delta t_k)}{\eta_n \eta_{\text{пр}}} \left[ \eta_{\text{TH}} - 1 + \frac{273 + t_c^{\text{вх}} - \Delta t_n}{273 + t_k + \Delta t_k} \right]}. \quad (12)$$

Следовательно, оптимальная степень охлаждения среды в испарителе зависит от комплекса заданных величин  $A$ , температуры окружающей среды  $t_0$ , температуры среды на входе в испаритель  $t_c^{\text{вх}}$  и расчетной температуры греющего теплоносителя  $t_r^{\text{р}}$ , т.е.  $\Delta t_c^{\text{опт}} = f(A, t_0, t_c^{\text{вх}}, t_r^{\text{р}})$  [5–7].

На рис. 2 представлены зависимости оптимальной степени охлаждения среды от комплекса заданных величин  $A$  при различных значениях температур теплоносителя на входе в испаритель теплового насоса. Учитывая то, что влияние температуры греющего теплоносителя в системе отопления незначительное, графические зависимости на рис. 4 построены для среднего значения  $t_r^{\text{р}} = 40$  °С.

Из рис. 2 следует, что оптимальная степень охлаждения среды в испарителе теплового насоса возрастает с увеличением комплекса заданных величин  $A$  (который зависит в основном от аэродинамических или гидравлических потерь давления в нижнем контуре) и слабо зависит от температуры среды на входе в испаритель. Расчеты также показали, что оптимальная степень охлаждения среды практически не зависит от температуры греющего теплоносителя в системе низкотемпературного отопления и температуры окружающей среды [5–7].

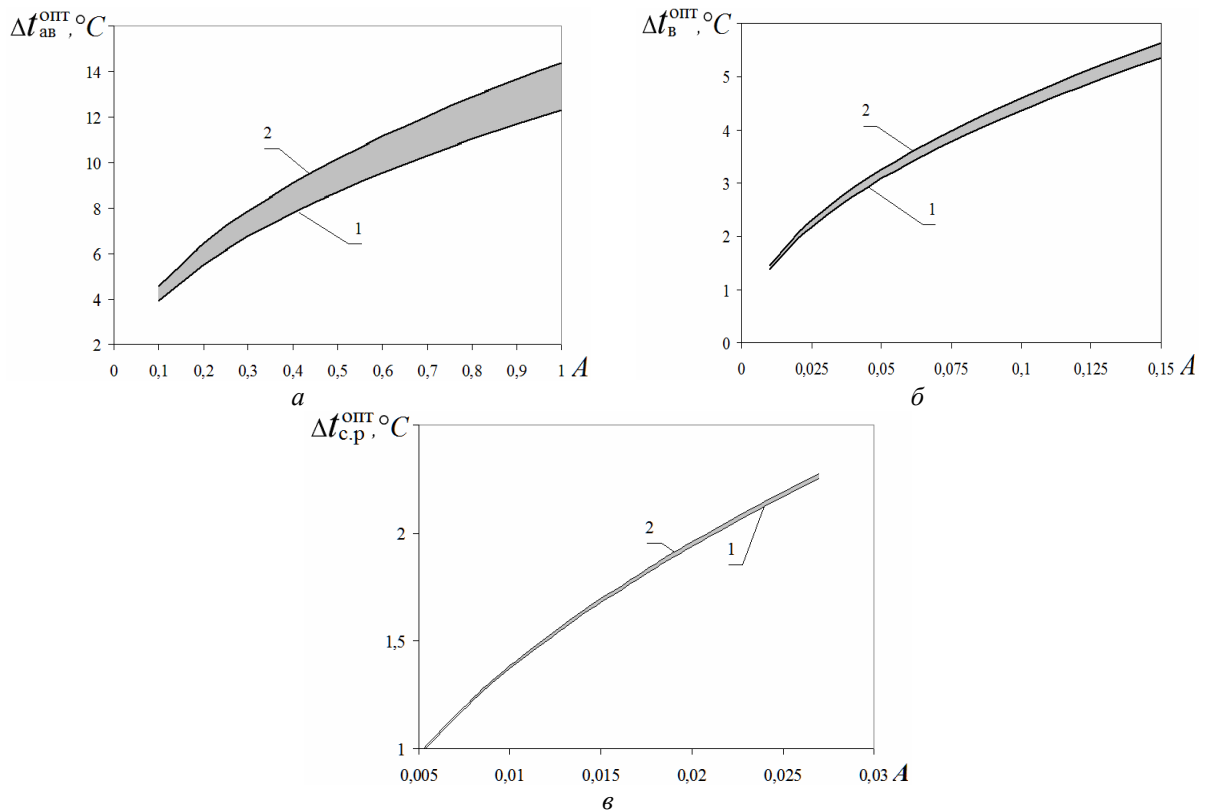


Рис. 2 – Зависимости оптимальной степени охлаждения среды в испарителе от комплекса заданных величин  $A$ :  
 а – воздух: 1, 2 – для температуры атмосферного воздуха на входе в испаритель  $t_0 = -20\text{ }^\circ\text{C}$  и  $15\text{ }^\circ\text{C}$ ;  
 б – вода: 1, 2 – для температуры воды  $t_{\text{в}}^{\text{вх}} = 4\text{ }^\circ\text{C}$  и  $20\text{ }^\circ\text{C}$ ;  
 в – грунт: 1, 2 – температура соляного раствора  $t_{\text{с.р.}}^{\text{вх}} = 2\text{ }^\circ\text{C}$  и  $5\text{ }^\circ\text{C}$

Трудность вычисления удельных затрат внешней энергии по соотношению (9) для теплонасосной системы отопления с использованием солнечной инсоляции в качестве нижнего источника энергии состоит в сложном характере изменения величины  $\Delta p$  в зависимости от расходных характеристик теплоносителя нижнего контура, которые в свою очередь зависят от геометрических характеристик СК и интенсивности теплопритока в СК, изменяющейся в зависимости как от изменения внешних условий на протяжении отопительного периода, так и от параметров работы самого теплового насоса, которые также влияют на величину теплопритоков, а значит, и на величину  $\Delta p$ . Для решения этой проблемы используем следующий приближенный подход.

Суммарные гидравлические потери давления в нижнем контуре гипотетической установки можно связать со скоростью движения теплоносителя соотношением:

$$\Delta p = C \rho_{\text{с.р.}} w^2 / 2. \quad (13)$$

Тогда, задавшись  $\Delta p = 80\text{ кПа}$  [11] и скоростью  $w = 1\text{ м/с}$  можно определить коэффициент  $C$ .

Скорость движения соляного раствора можно определить по соотношению:

$$w = V_{\text{с.р.}} / S_{\text{к}} = (V_{\text{с.р.}} / F_{\text{СК}}) (F_{\text{СК}} / S_{\text{к}}), \quad (14)$$

где  $F_{\text{СК}}$  – площадь коллектора;  $S_{\text{к}}$  – площадь поперечного сечения трубки условного контура.

Для определения отношения  $V_{c,p}/F_{СК}$  учтем, что в случае использования солнечной энергии тепловой поток в испарителе ТН равен тепловому потоку, полученному в солнечных коллекторах, т.е.

$$Q_{и} = Q_{СК} = q_{пад} \eta_{СК} F_{СК}, \quad (15)$$

где  $q_{пад}$  – средняя плотность падающего потока солнечной радиации [12];  $\eta_{СК}$  – КПД солнечного коллектора.

КПД солнечного коллектора показывает, какая доля солнечного излучения, попадающего на площадь апертуры, может быть преобразована в полезную тепловую мощность. КПД всех типов коллекторов вычисляется по соотношению [13]:

$$\eta_{СК} = \eta_0 - k_1 (T_{c,p}^{СК} - T_в) / q_{пад} - k_2 (T_{c,p}^{СК} - T_в)^2 / q_{пад}, \quad (16)$$

где  $\eta_0$  – оптический КПД солнечного коллектора;  $k_1, k_2$  – коэффициенты, учитывающие потери теплоты от солнечного коллектора к окружающей среде за счет теплопроводности материала коллектора, теплового излучения и конвекции;  $T_{c,p}^{СК}$  – среднеарифметическая температура соляного раствора в солнечном коллекторе;  $T_в$  – средняя температура воздуха по месяцам отопительного периода [12]. С учетом рекомендаций работы [13] были приняты следующие средние значения оптического КПД солнечного коллектора и коэффициентов тепловых потерь для плоских солнечных коллекторов –  $\eta_0 = 0,81, k_1 = 3,892, k_2 = 0,018$  и вакуумных –  $\eta_0 = 0,81, k_1 = 1,514, k_2 = 0,0066$ . На основе анализа зависимостей КПД солнечных коллекторов были определены рабочие диапазоны температур соляного раствора для условий отопления. Итак, для плоских коллекторов он составляет от 10 °С до 15 °С, поскольку дальнейшее увеличение температуры соляного раствора приводит к резкому уменьшению КПД солнечного коллектора. В свою очередь вакуумные коллекторы позволяют расширить этот диапазон до 30 °С за счет уменьшения потерь путем конвекции.

Тогда, величину  $V_{c,p}/F_{СК}$  определяем из выражений (3) и (15) и получаем зависимость:

$$V_{c,p}/F_{СК} = q_{пад} \eta_{СК} / [\rho_{c,p} c_p (t_{c,p}^{ВХ} - t_{c,p}^{ВЫХ})]. \quad (17)$$

Таким образом, при принятом  $\Delta p$  и соответствующей ему оптимальной степени охлаждения  $\Delta t_{c,p}^{опт} = t_{c,p}^{ВХ} - t_{c,p}^{ВЫХ}$  по формуле (14), по соотношению (17) можно найти значение  $V_{c,p}/F_{СК}$  для наиболее холодного месяца отопительного периода. Тогда, из уравнения (14) при принятой скорости  $w$  определим конструктивную характеристику системы  $F_{СК}/S_k$  и примем ее за постоянное значение. С учетом этого соотношение (13) для определения гидравлических потерь давления в нижнем контуре примет окончательный вид:

$$\Delta p = C \rho_{c,p} [(F_{СК}/S_k) (V_{c,p}/F_{СК})]^2 / 2 = C_1 \rho_{c,p} [V_{c,p}/F_{СК}]^2 / 2, \quad (18)$$

где коэффициент  $C_1 = C [F_{СК}/S_k]^2$ , может быть определен с учетом ранее вычисленных значений  $C$  и  $F_{СК}/S_k$ . В результате вычислений получено, что  $C_1 = 2,9 \cdot 10^{12}$  для плоских коллекторов и  $C_1 = 1,1 \cdot 10^{12}$  для вакуумных СК.

Таким образом, для определения зависимости суммарных удельных затрат внешней энергии для теплонасосной системы отопления с использованием солнечной радиации от температуры соляного раствора на выходе из испарителя теплового насоса необходимо решить систему уравнений (6)–(9) и (16)–(18).

#### **Результаты численного анализа**

Для определения характерных условий работы теплонасосной системы низкотемпературного отопления с использованием солнечной радиации построена зависимость удельных затрат внешней энергии на отопление  $l_{от}$  от температуры соляного раствора на выходе из испарителя теплового насоса при расчетной температуре греющего теплоносителя в низкотемпературной системе отопления

$t_{\text{т}}^{\text{п}} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (рис. 3). Эти зависимости приведены для вакуумных коллекторов, в которых температура на входе в тепловой насос изменяется в диапазоне  $10 \dots 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

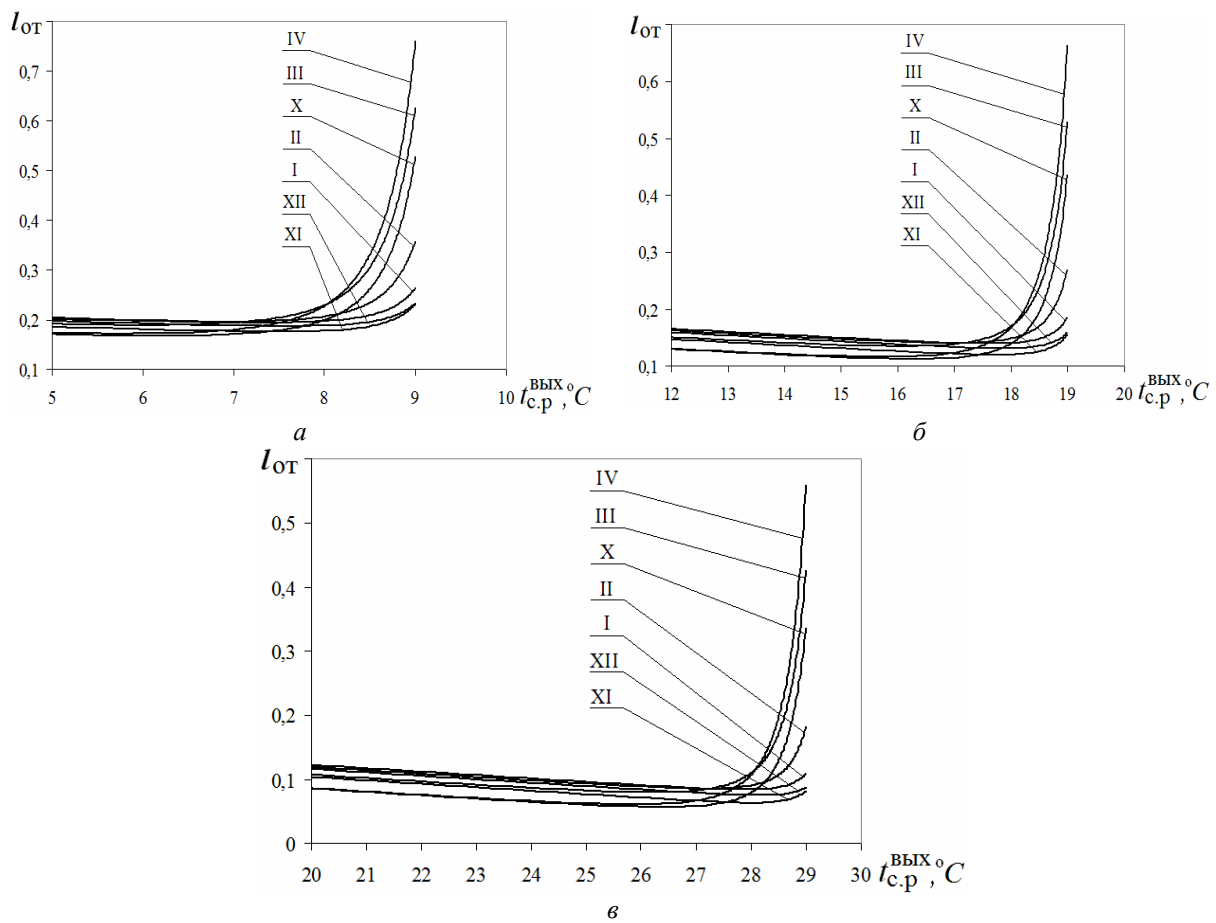


Рис. 3 – Зависимость удельных затрат внешней энергии на отопление от температуры соляного раствора на выходе из испарителя:  
*a, б, в* – температура соляного раствора на входе в испаритель  $t_{\text{с.п}}^{\text{вх}} = 10, 20, 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  
*X, XI, XII, I, II, III, IV* – соответствующий месяц отопительного периода

Из графиков видно, что для каждого месяца (*X–IV*) существует оптимальное значение температур соляного раствора на выходе из испарителя и соответствующие им минимальные удельные затраты внешней энергии на теплонасосную систему отопления. Характер зависимостей определен тем, что слева от оптимального значения доминирует работа компрессора, а справа соответственно затраты энергии на перемещение теплоносителя в нижнем контуре теплонасосной установки.

На основе численного анализа построены графические зависимости среднемесячной оптимальной степени охлаждения соляного раствора в испарителе теплового насоса от месяцев работы для плоских и вакуумных коллекторов (рис. 4). Из графиков видно, что оптимальные степени охлаждения в большей мере зависят от температуры соляного раствора на входе в испаритель для плоских коллекторов. В случае вакуумных коллекторов практически та же оптимальная степень охлаждения теплоносителя достигается при более высокой температуре соляного раствора на входе в испаритель теплового насоса. При этом улучшаются условия работы ТНУ и увеличивается ее коэффициент трансформации. Влияние изменения температуры на входе в испаритель ТН сильнее проявляется в холодные месяцы отопительного

періода. Расчеты показали, что изменение расчетной температуры греющего теплоносителя в системе низкотемпературного отопления в диапазоне  $t_T^P = 30 \dots 50 \text{ }^\circ\text{C}$  слабо влияет на эти зависимости.

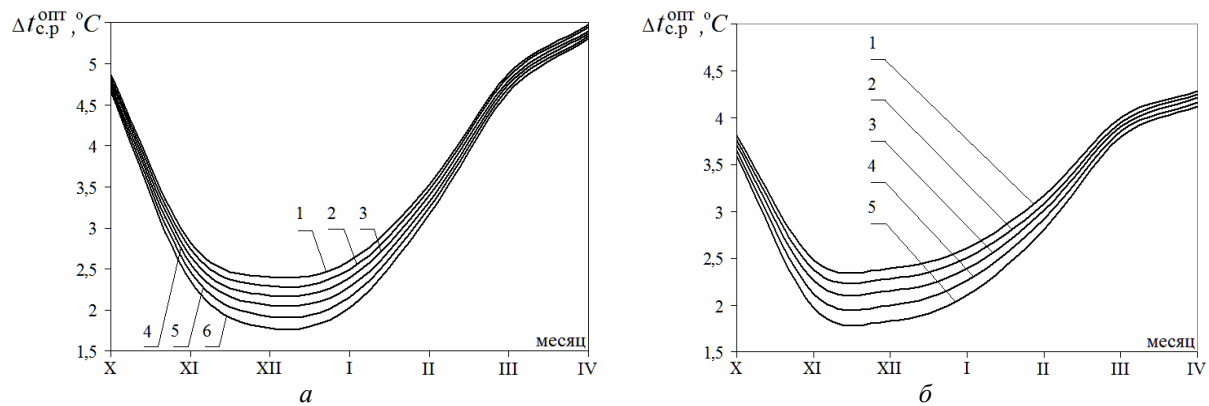


Рис. 4 – Зависимость оптимальной степени охлаждения солевого раствора в испарителе от месяца отопительного периода: *а* – плоский коллектор 1, 2, 3, 4, 5, 6 – температура солевого раствора на входе в испаритель  $t_{c,p}^{BX} = 10, 11, 12, 13, 14$  и  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ , соответственно; *б* – вакуумный коллектор: 1, 2, 3, 4, 5 – температура солевого раствора на входе в испаритель  $t_{c,p}^{BX} = 10, 15, 20, 25$  и  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , соответственно

На основе полученных значений оптимальных степеней охлаждения сред в испарителе теплового насоса построены графические зависимости минимальных удельных затрат внешней энергии на отопление, которые приведены на рис. 5 и рис. 6.

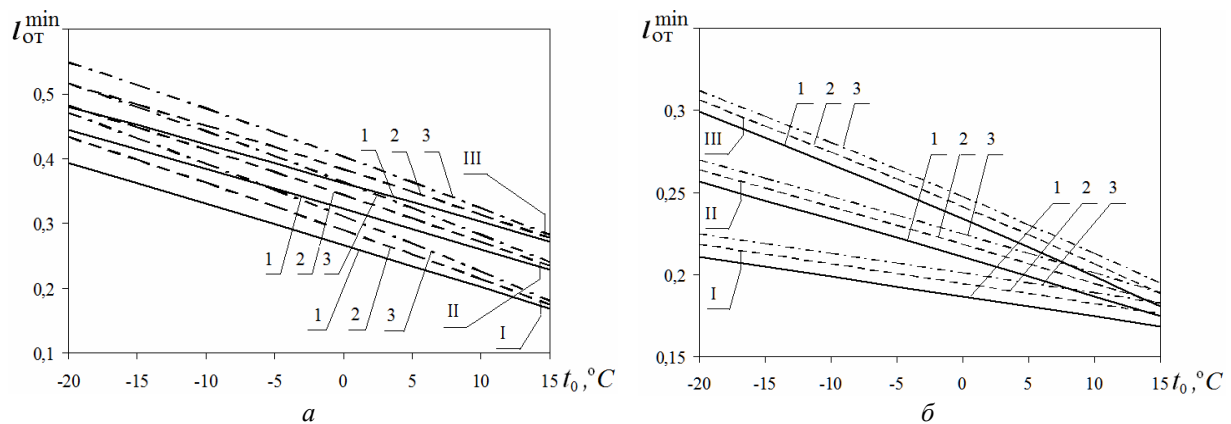


Рис. 5 – Зависимость минимальных удельных затрат внешней энергии на отопление от температуры окружающей среды: *а* – воздух: I, II, III –  $A = 0, 1; 0,5; 1$  ( $l - t_T^P = 30 \text{ }^\circ\text{C}; 2 - 40 \text{ }^\circ\text{C}; 3 - 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ); *б* – грунт: I, II, III –  $t_T^P = 30; 40; 50 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $l - A = 0,005; 2 - 0,015; 3 - 0,027$ )

Из рис. 5 следует, что при обеспечении оптимальной степени охлаждения среды в испарителе ТН минимальные суммарные затраты энергии на систему отопления существенно возрастают с уменьшением температуры окружающей среды  $t_0$ . В случае использования атмосферного воздуха  $l_{от}^{min}$  возрастают с повышением комплекса заданных величин  $A$  и уменьшаются при понижении расчетной температуры греющего теплоносителя на отопление, а для грунта  $l_{от}^{min}$  слабо зависит от комплекса заданных величин и определяется в основном температурой греющего теплоносителя в системе отопления.

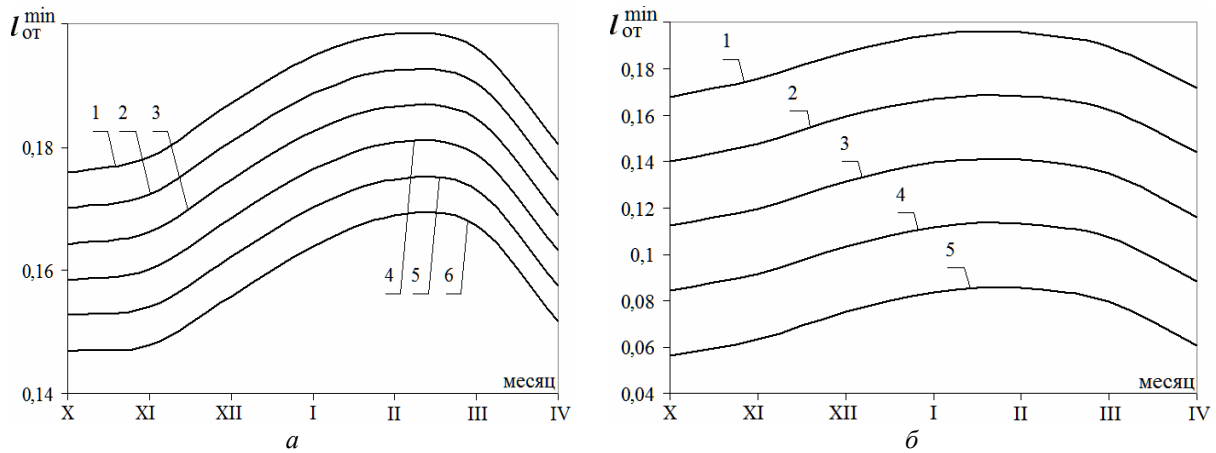


Рис. 6 – Зависимость минимальных удельных затрат внешней энергии на отопление от месяца отопительного периода: *a* – плоский коллектор 1, 2, 3, 4, 5, 6 – температура соляного раствора на входе в испаритель  $t_{c,p}^{BX} = 10, 11, 12, 13, 14$  и  $15$  °С, соответственно; *б* – вакуумный коллектор: 1, 2, 3, 4, 5 – температура соляного раствора на входе в испаритель  $t_{c,p}^{BX} = 10, 15, 20, 25$  и  $30$  °С, соответственно

Из графиков на рис.6 следует, что в диапазоне температур соляного раствора на входе в испаритель теплового насоса (10–15) °С при использовании как плоских, так и вакуумных коллекторов наблюдаются почти одинаковые минимальные суммарные удельные затраты внешней энергии на теплонасосную систему отопления. Однако, сочетание вакуумных коллекторов с тепловым насосом способствует уменьшению затрат внешней энергии за счет повышения температуры теплоносителя на входе в испаритель. При этом из рис. 6 можно получить, что условный коэффициент преобразования ( $\varphi_{усл} = 1 / l_{от}^{min}$ ) для системы с вакуумными коллекторами составляет 3,8...7,0, что свидетельствует о достаточной эффективности использования солнечной энергии в теплонасосных системах низкотемпературного отопления [1].

### Выводы

При использовании теплоты различных возобновляемых источников энергии в теплонасосной системе низкотемпературного отопления существует оптимальная глубина использования теплоты нижних источников в испарителе теплового насоса, которой соответствуют минимальные суммарные затраты энергии на теплонасосную систему в целом. При использовании теплоты воздуха, воды и грунта оптимальная степень охлаждения возрастает с увеличением комплекса заданных величин  $A$  и слабо зависит: от температуры среды на входе в испаритель, от температуры греющего теплоносителя в системе низкотемпературного отопления и температуры окружающей среды. В случае использования солнечной радиации оптимальная степень охлаждения снижается в холодные зимние месяцы и зависит от температуры теплоносителя на входе в испаритель теплового насоса.

При использовании солнечной энергии в теплонасосных системах отопления более целесообразно сочетать их с вакуумными коллекторами, поскольку они позволяют повысить температуру соляного раствора на входе в испаритель теплового насоса и, тем самым, уменьшают затраты внешней энергии на систему отопления.

Полученные соотношения для оптимальной степени охлаждения теплоносителя нижнего источника теплоты позволяют правильно спроектировать теплонасосную систему низкотемпературного отопления.

**Список літератури:** 1. Гершкович, В.Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами [Текст] / В.Ф. Гершкович. – К.: Украинская Академия Архитектуры ЧП «Энергомимум», 2009. – 60 с. 2. Руководство по проектированию и монтажу тепловых насосов Dimplex [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://geowatt.kz/downloads/Downloads.htm>. – Название с экрана. 3. Документация для планирования и проектирования тепловых насосов. Buderus. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.adeptamasa.com/doc\\_project/Logatherm%20WPS\\_draft.pdf](http://www.adeptamasa.com/doc_project/Logatherm%20WPS_draft.pdf). – Название с экрана. 4. Мартыновский, В.С. Тепловые насосы [Текст] / В.С. Мартыновский. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1955. – 192 с. 5. Безродний, М.К. Про оптимальну роботу ТН в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти зовнішнього повітря [Текст] / М.К. Безродний, Н.О. Притула // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика: Зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: Нова ідеологія. – 2011. – № 3. – С. 26-33. – ISSN 2077-1134. 6. Безродний, М.К. Про умови оптимальної роботи теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти природної води [Текст] / М.К. Безродний, Н.О. Притула // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2011. – № 2. – С. 11-16. – ISSN 1813-5420. 7. Безродний, М.К. Оптимальна робота теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти ґрунту [Текст] / М.К. Безродний, Н.О. Притула // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2012. – № 1. – С. 1-6. – ISSN 1810-0546. 8. Оборудование WILO [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm>. – Название с экрана. 9. Некрасова, О.А. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) [Текст] / О.А. Некрасова, Ю.В. Сияк // Теплоэнергетика. – 1986. – № 11. – С. 30-34. 10. Шубин, Е.П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов [Текст] / Е.П. Шубин. – М: Энергия, 1979. – 359 с. 11. Чумак, І.Г. Холодильні установки. Проектування [Текст]: учбов. посібник / І.Г. Чумак, А.Ю. Лагутін, С.Ю. Ларяновський. – Одеса: Друк, 2008. – Т. 3. – 156 с. 12. Накорчевский, А.И. Расчет тепловоспринимающей способности солнечных коллекторов / А.И. Накорчевский // Промышленная теплотехника. – 2009. – № 2. – С. 70-75. – ISSN 0204-3602. 13. Солнечные коллектора Vitosol. Инструкция по проектированию. Viessmann [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.viessmann.ru/ru/ein\\_zweifamilienhaus/produkte/Solar-Systeme1/Vitosol\\_200.html](http://www.viessmann.ru/ru/ein_zweifamilienhaus/produkte/Solar-Systeme1/Vitosol_200.html) – Название с экрана.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 621.577 + 697.1

**Об оптимальных условиях работы теплонасосных систем отопления при использовании возобновляемых источников теплоты** [Текст] / М.К. Безродний, Н.А. Притула // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 94-103. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X.

Розроблено методику визначення оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теплового насоса для низькотемпературних системах опалення з використанням різних відновлюваних джерел енергії. Підтримка оптимального ступеня охолодження середовища забезпечує мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення в цілому.

**Ключові слова:** низькотемпературна система опалення, тепловий насос, сонячний колектор, оптимальний ступінь охолодження середовища.

The method of determining optimal degree of cooling the agent in the heat pump evaporator for low-temperature heating systems using different renewable energy sources is designed. Maintaining optimal degree of agent's cooling provides minimal unit costs on external energy for heat pump heating system as a whole.

**Keywords:** low-temperature heating system, heat pump, solar collector, optimal degree of cooling the agent.



УДК 697.31

*А.М. ГАНЖА*, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХП»;  
*Н.А. МАРЧЕНКО*, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХП»;  
*В.М. ПІДКОПАЙ*, аспірант НТУ «ХП»

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ВАРІАНТІВ РЕКОНСТРУКЦІЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВОГО МАСИВУ З ВИКОРИСТАННЯМ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ВТРАТ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ТЕПЛОНОСІЯ**

Побудовані методи і засоби визначення ефективності теплопостачання житлового масиву на основі системного математичного моделювання за допомогою яких зроблений аналіз варіантів модернізації і реконструкції з метою економії енергоресурсів та поліпшення якості і надійності теплопостачання. Показано і обґрунтовано, що існуюча схема теплопостачання повинна бути змінена з метою підвищення її ефективності та надійності. Результати розрахунків за допомогою розроблених методів і засобів є підставою для техніко-економічного обґрунтування відповідних проектів.

**Ключові слова:** система теплопостачання, теплові втрати, математичне моделювання, енергозбереження, енергоефективність.

**Вступ.** В даний час теплопостачання житлових масивів багатьох міст України здійснюється від великих джерел теплової енергії, які були побудовані у другій половині 20-го сторіччя. Транспортування теплоносія від джерел до мікрорайонів здійснюється по магістральних трубопроводах великого діаметру, теплова ізоляція трубопроводів має значне зношення, що обумовлює великі теплові втрати при постачанні теплової енергії до цих масивів. Великі відстані, на які транспортується теплоносій, обумовлюють і значні витрати електроенергії на транспортування і розподіл. Багато місцевих теплових мереж та внутрішніх мереж опалення підключені за залежною схемою, що знижує надійність та знижує якість теплопостачання.

Останнім часом багато споживачів відмовляються від централізованого теплопостачання, що зменшує потребу в постачанні теплової енергії та збільшує частку втрат теплової енергії.

**Постановка задачі та аналіз публікацій.** Джерела теплової енергії мають значну кількість обладнання, що відпрацювало свій ресурс та має великі питомі витрати палива і енергії. Тому велика увага приділяється підвищенню ефективності джерел теплової енергії з метою зниження питомих витрат палива та електроенергії. При цьому встановлюються нове енергоефективне обладнання в котельнях. У багатьох випадках старі зношені мережі залишаються, що практично зводить нанівець всі впроваджені заходи. При цьому велика частка виробленої теплової енергії втрачається при передачі по старих зношених теплотрасах і споживачі недоотримують теплову енергію.

Рациональним шляхом вирішення цієї проблеми є реконструкція системи теплопостачання з наближенням джерела енергії до споживачів або заміна зношених теплотрас на трубопроводи з сучасною тепловою ізоляцією. При цьому для обґрунтування запропонованих заходів необхідно визначати втрати в теплових мережах у вихідному і новому варіантах.

На практиці визначення як нормованих, так і фактичних втрат теплоти через ізоляцію трубопроводів теплотрас являє собою значну проблему. Легко вирішується ця проблема, якщо встановлено прилади обліку теплової енергії – відпустку на джерелі і

© А.М. Ганжа, Н.А. Марченко, В.М. Підкопай, 2013

споживання у всіх споживачів. Різниця між цими показаннями і покаже величину фактичних теплових втрат. Наводячи ці фактичні втрати до нормативних умов роботи теплової мережі можна отримати коефіцієнт збільшення нормативної щільності теплового потоку, а для практичних розрахунків – еквівалентний коефіцієнт збільшення теплопровідності ізоляції.

Однак, прилади обліку відпуску теплової енергії на котельних є не скрізь і не всі споживачі охоплені приладами обліку. Споживання теплової енергії в цьому випадку розраховується за проектним тепловим навантаженнями. Втрати теплової енергії розраховуються за допомогою методики [1], де враховуються коефіцієнти до нормативних втрат у результаті проведених випробувань. Випробування проводяться на певній ділянці теплової мережі, виведеній з роботи, і поширюються на всю мережу. Все це, як правило, призводить до неадекватного визначення втрат у теплових мережах. Тому обґрунтування варіантів реконструкції системи тепlopостачання житлового масиву з використанням математичного моделювання втрат теплоти при транспортуванні теплоносія по трубопроводам з урахуванням їх стану є актуальним завданням в енергозбереженні.

**Основна частина.** Для вирішення поставленого завдання розроблено математичну модель визначення поправок або коефіцієнтів збільшення нормативного теплового потоку з 1 м довжини труби, а також еквівалентних коефіцієнтів збільшення теплопровідності ізоляції  $K_\lambda$  з урахуванням її фактичного стану. Фактичний стан теплової ізоляції може бути визначено за результатами енергетичного аудиту та з допомогою термографічної зйомки по температурному полю поверхні ізоляції (див. приклад на рис. 1).

Другий варіант – це розрахунки двовимірного чи тривимірного температурного стану шару ізоляції. У цьому випадку зважається задача побудування поля температур на поверхні ділянки труби з ушкодженою ізоляцією вирішенням диференціального рівняння теплопровідності [3] із граничними умовами 3 роду усередині труби і на поверхні ізоляції, а також 2 роду на границі ділянки

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} = 0.$$

Для вирішення цієї задачі нами використовуються кінцево-різницеві методи [2].

Приклад поля температур за шарами ізоляції труби  $\varnothing 630$  мм у розрізі ушкодженої ділянки при відносній глибині ушкодження  $\beta = 0,75$  від товщини шару приведений на рис. 2а. Довжина ушкодження складає половину довжини ділянки. На рис. 2б показана залежність коефіцієнта збільшення теплопровідності ізоляції від відносної глибини ушкодження  $\beta$ .

Далі проводиться обстеження теплотрас, де виявляється характер ушкодження ізоляції на кожній ділянці. Потім, використовуючи коефіцієнти  $K_\lambda$ , розраховується падіння температури теплоносія на кожній ділянці і на теплотрасі в цілому по формулам [3]

$$t_{\tau i} = t_{o i} + (t_{\tau i-1} - t_{o i}) \cdot e^{-\frac{K_\lambda \cdot l_i}{G_i \cdot c_i}},$$

де  $t_{\tau i}$  і  $t_{\tau i-1}$  – температури теплоносія на виході з поточного ділянки і на виході з попередньої ділянки;



Рис. 1 – Ділянка трубопроводу з пошкодженою теплоізоляцією (а) та її термограма (б)

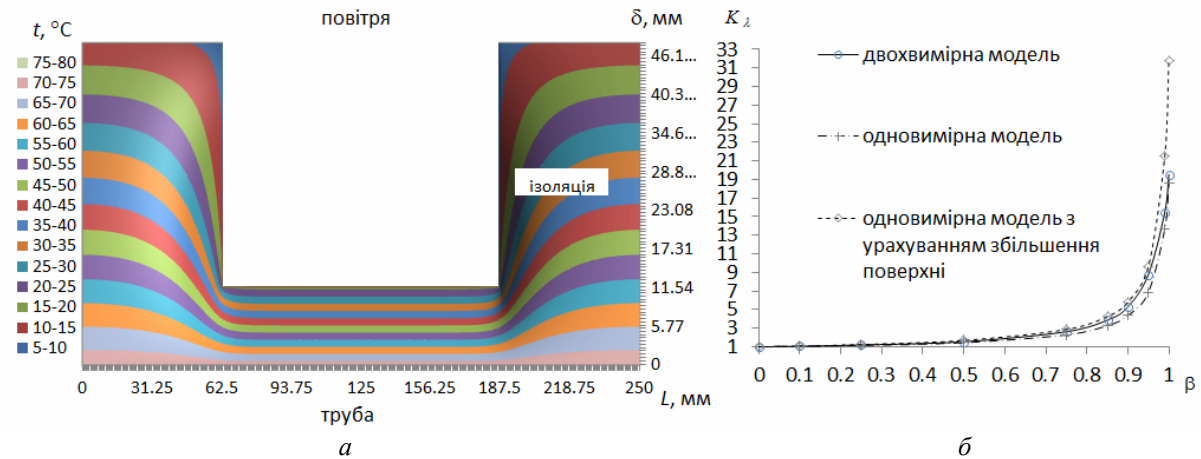


Рис. 2 – Приклад поля температур шару ізоляції у перетині ушкодженої ділянки і залежність коефіцієнта збільшення теплопровідності ізоляції:  
 а – поле температур шару ізоляції у перетині ( $\beta = 0,75$ );  
 б – збільшення теплопровідності шару ізоляції

$t_{oi}$  – температура навколишнього повітря на поточній ділянці;

$G_i$  і  $c_i$  – витрата і теплоємність теплоносія на ділянці;

$l_i$  – довжина ділянки з однаковим типом прокладання, видом ізоляції і її фактичним станом;

$K_i$  – лінійний коефіцієнт теплопередачі на ділянці з урахуванням фактичної теплопровідності ізоляції (коефіцієнта  $K_\lambda$ ).

В підсумку по падінню температури теплоносія визначається загальний тепловий потік, переданий у навколишнє середовище при транспортуванні теплоносія по теплотрасі.

Розглянуто варіанти реконструкції системи тепlopостачання житлового масиву великого міста (див. рис. 1). Джерело тепlopостачання (котельня) розташоване за рівнем землі більш ніж на 70 м вище житлового мікрорайону. Між котельнею та мікрорайоном передбачена понижуюча насосна станція. Котельня і насосна станція знаходяться в експлуатації з 1960-х років. Проектом був передбачений технологічний

захист трубопроводів теплових мереж споживачів нижньої зони від неприпустимого підвищення тиску в них при гідроударі в результаті знеживлення (зупинки) мережних насосів насосної станції (установка скидних клапанів). Як показала практика експлуатації цієї системи, вона не є надійною. При аварійних перервах в електропостачанні насосної в опалювальному сезоні періодично мають місце гідроудари та ушкодження теплових мереж і змушені перерви в теплопостачанні споживачів.

З використанням створених методів і засобів математичного моделювання та вимог [4] зроблений порівняльний аналіз варіантів модернізації і реконструкції системи теплопостачання житлового масиву (див. рис. 3), і що наведений у табл.

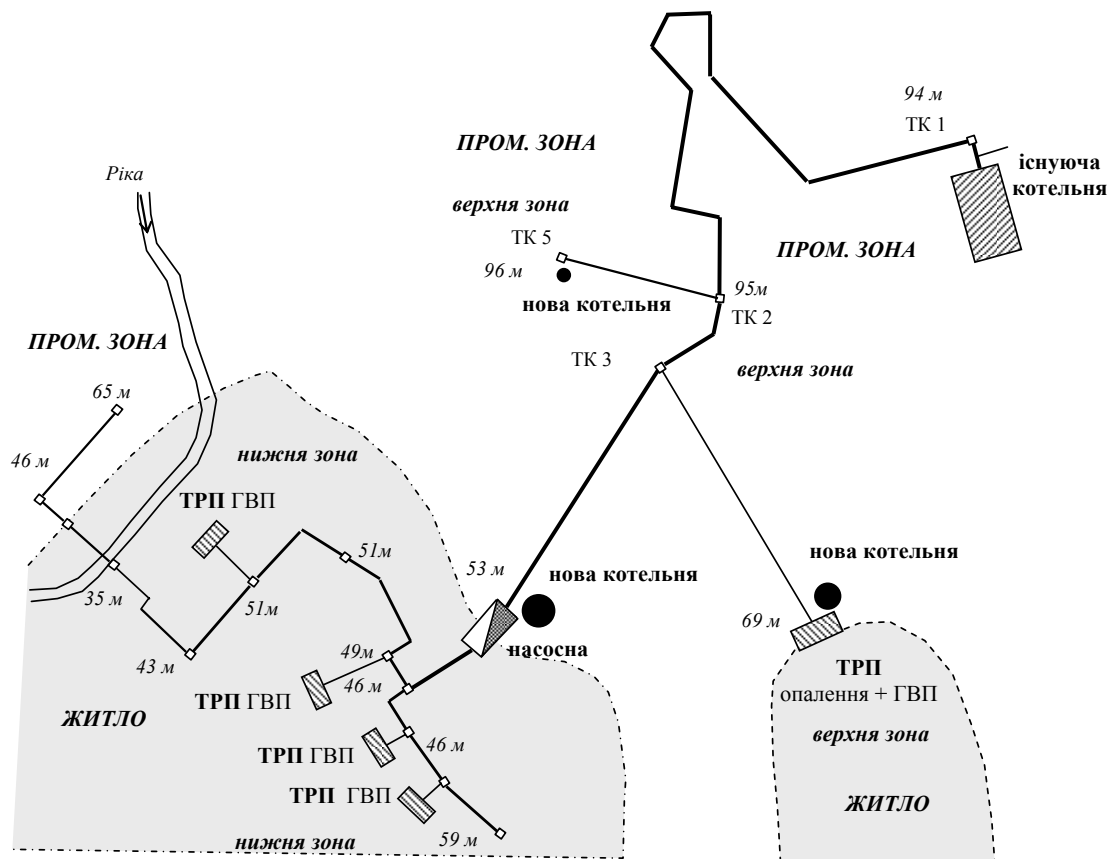


Рис. 3 – Схема теплопостачання житлового масиву і її реконструкція:  
ГВП – гаряче водопостачання; ТК – тепла камера; ТРП – теплорозподільчий пункт

Дані, що наведені у таблиці, дозволяють зробити такі висновки:

– у варіанті модернізації системи теплопостачання при збереженні існуючої структури заміна всіх магістральних трубопроводів на напередізолювані пінополіуретаном дасть зменшення теплових втрат на 30 відсотків. При цьому необхідно буде перекласти 17 км теплотрас;

– у варіанті реконструкції системи теплопостачання при побудові нових котельень на місці насосної, ТРП верхньої зони і ТК 5 навіть без будь-якої заміни теплотрас нормовані теплові втрати зменшаться на 55 відсотків. При перекладанні залишившихся 7 км магістральних теплотрас нижньої зони ці втрати можна зменшити на 65 відсотків. Оціночне зменшення витрат електроенергії насосами системи транспортування теплової енергії магістральними теплотрасами ПЕР (паливно-

енергетичні ресурси) знижуються щонайменш на 40 відсотків (з 4,2 до 2,5 млн. кВт·год). У розрахунках зменшення витрат електроенергії враховувалось, що підкачувальні насоси в цій схемі не потрібні, на ТРП верхньої зони підкачувальні насоси можна використати в якості мережних, мережні насоси з котельні можна використати в якості мережних на новій котельні, що розташовується на місці насосної. Очевидно, що в цій схемі в якості мережних насосів можна використати більш нові насоси сучасних марок з меншими напорами, що призведе для ще більш суттєвого зменшення витрат електроенергії.

Таблиця

Результати аналізу варіантів

Варіант	Довжина теплотрас, що перекладаються, м	Нормовані річні втрати теплоти, Гкал			Процент заміни теплотрас %	Процент зменшення втрат, %	
		існуюча мережа		варіант заміни		вся мережа	нижня зона
		вся	нижня зона				
<b>1) Теплова мережа, що існує, залишається</b>							
Заміна мережі верхньої зони, що працює у опалювальний період	3802	48935	—	46254	9,7	5,5	—
Заміна мережі нижньої зони, що працює у опалювальний період	2917	48935	—	47380	7,5	3,2	—
Заміна мережі нижньої зони, що працює цілий рік	3792	48935	—	45691	9,7	6,6	—
Заміна всієї мережі нижньої зони	6709	48935	—	44137	17,2	9,8	—
Заміна мережі верхньої зони, що працює цілий рік	6233	48935	—	41614	16,0	15,0	—
Заміна всієї мережі верхньої зони	10035	48935	—	38933	25,7	20,4	—
Заміна всіх магістральних трубопроводів	16744	48935	—	34135	42,9	30,2	—
<b>2) Побудова нових котельні на місці насосної, ТРП верхньої зони і ТК 5</b>							
Без заміни трубопроводів	0	48935	21819	21819	0,0	55,4	0,0
Заміна мережі, що працює у опалювальний період	2917	48935	21819	20265	7,5	58,6	7,1
Заміна мережі, що працює цілий рік	3792	48935	21819	18576	9,7	62,0	14,9
Заміна всіх трубопроводів нижньої зони	6709	48935	21819	17021	17,2	65,2	22,0

**Виводи.** Таким чином, найбільш прийнятним варіантом є варіант реконструкції системи тепlopостачання при побудові нових котелень на місці насосної, ТРП верхньої зони і ТК 5. При цьому витрати електроенергії можна зменшити на 40 відсотків, теплові втрати – на 65 відсотків. Доцільність впровадження того чи іншого варіанту реконструкції покаже техніко-економічне обґрунтування відповідних проектів.

Побудовані методи і засоби визначення ефективності тепlopостачання житлового масиву на основі системного математичного моделювання за допомогою яких зроблений аналіз варіантів модернізації і реконструкції з метою економії енергоресурсів та поліпшення якості і надійності тепlopостачання. Показано і обґрунтовано, що існуюча схема тепlopостачання повинна бути змінена з метою підвищення її ефективності та надійності. Результати розрахунків за допомогою розроблених методів і засобів є підставою для техніко-економічного обґрунтування відповідних проектів. Створені методи і засоби можуть бути застосовані і для інших систем тепlopостачання.

**Список літератури:** 1. Методические указания по определению тепловых потерь в водяных и паровых тепловых сетях [Текст]: РД 34.09.255 (МУ 34-70-080-84). – М.: – Союзтехэнерго. – 1985. – 72 с. 2. Самарский, А.А. Теория разностных схем [Текст] / А.А. Самарский. – М.: Наука, 1989. – 616 с. 3. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети [Текст] / Е.Я. Соколов. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 360 с. 4. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов [Текст]: СНиП 2.04.14-88. – Официальное издание. – М.: Госстрой СССР, 1989. – 22 с.

*Поступила в редколлегию 09.01.13*

УДК 697.31

**Обґрунтування варіантів реконструкції системи тепlopостачання житлового масиву з використанням математичного моделювання теплових втрат при транспортуванні теплоносія** [Текст] / А.М. Ганжа, Н.А. Марченко, В.М. Підкопай // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 104-109. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Созданы методы и средства определения эффективности теплоснабжения жилого массива на основе системного математического моделирования, с помощью которых сделан анализ вариантов модернизации и реконструкции с целью экономии энергоресурсов и улучшения качества и надежности теплоснабжения. Показано и обосновано, что существующая схема теплоснабжения должна быть изменена с целью повышения ее эффективности и надежности. Результаты расчетов с помощью разработанных методов и средств являются основанием для технико-экономического обоснования соответствующих проектов.

**Ключевые слова:** система теплоснабжения, тепловые потери, математическое моделирование, энергосбережение, энергоэффективность.

The methods and tools for determining the efficiency of heat supply of housing estate on the basis of mathematical modeling of the system by which an analysis is made of upgrade and renovation in order to save energy and improve the quality and reliability of heat supply are making. Shown and proved that the existing district heating scheme should be changed in order to improve its efficiency and reliability. The results of calculations using the developed methods and tools are the basis for a feasibility study of relevant projects.

**Keywords:** heating system, heat losses, mathematical modeling, energy conservation, energy efficiency.

УДК 66.042.88:536.244

**В.А. ТАРАСОВА**, канд. техн. наук; н.с. ИПМаш НАН України, Харків;  
**А.В. ХИМЕНКО**, аспірант ИПМаш НАН України, Харків

## **ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТЕПЛООВОГО АККУМУЛЯТОРА**

Выполнено расчетное исследование нестационарного теплового режима теплоаккумулирующего элемента электрического теплового аккумулятора (ЭТА). Проведена оценка влияния геометрических параметров воздушного канала на распределение температуры в теплоаккумулирующем элементе в режиме заряда и отдачи тепла. Выбраны рациональные геометрические параметры элемента ЭТА.

**Ключевые слова:** электрический тепловой аккумулятор, электроотопление, теплоаккумулирующий материал.

### **Введение**

На сегодняшний день актуальной задачей для энергетики Украины является повышение энергетической эффективности существующих систем теплоснабжения в связи с постоянным ростом цены на природный газ. Одним из эффективных путей решения данной задачи является переход на электроотопление с использованием электрических тепловых аккумуляторов (ЭТА). Аккумуляирование теплоты происходит в период минимальной нагрузки энергосистемы – ночное время, когда действуют понижающие тарифные коэффициенты на стоимость потребляемой электроэнергии. Это позволяет избежать резкого снижения нагрузки энергосистемы в ночное время суток. Применение ЭТА в качестве системы отопления позволит уменьшить потери электроэнергии в электросетях в ночное время суток, что избавит от необходимости эксплуатировать электрогенераторы в режимах, отличных от номинальных, приводящих к снижению их КПД и перерасходу топлива. Таким образом, при широком внедрении ЭТА смогут выполнять функцию потребителей-регуляторов нагрузки энергосистемы [1]. Для этого необходима оценка эффективности таких систем отопления, основанная на расчете параметров тепловых процессов, протекающих в ЭТА. Решение данной задачи может быть реализовано путем проведения натуральных экспериментов или же численными методами.

### **1 Постановка задачи исследования**

В работе [2] проведено расчетное исследование нестационарного теплового режима промышленного аккумулятора тепла канального типа, работающего на уходящих дымовых газах. В [3] представлена аналитическая модель для расчета и оптимизации тепловых аккумуляторов того же типа. В качестве параметров оптимизации принимались: полутолщина слоя теплоаккумулирующего материала (ТАМ) между воздушными каналами; полувисота воздушного канала; длина. Еще одна аналитическая модель расчета теплоаккумулятора (ТА) получена в работе [4]. Авторами рассматривалась геометрия аккумулялирующего элемента в форме призмы, сферы и цилиндра. Установлено, что для повышения эффективности ТА необходимо стремиться к уменьшению площади его сечения при соответствующем увеличении его высоты.

Следует отметить, что существующие математические модели ТА не могут быть применены для расчета и оптимизации современных компактных ЭТА ввиду существенного отличия конструктивных параметров и режимов их работы.

Целью данной работы является разработка математической модели нестационарных теплообменных процессов, протекающих в теплоаккумулирующем элементе ЭТА, и поиск рациональных геометрических параметров воздушного канала ЭТА по результатам ее численной реализации.

## 2 Математическое моделирование нестационарных теплообменных процессов в теплоаккумулирующем элементе ЭТА

ЭТА работает в 2 режимах: режим заряда (нагрев) и отдачи тепла. В режиме заряда происходит нагрев теплоаккумулирующих элементов с помощью встроенных трубчатых электронагревателей (ТЭН). Подробное описание принципа работы ЭТА изложено в [1].

Схема стандартного теплоаккумулирующего элемента с заданными ГУ и принцип работы ЭТА представлена на рис. 1: теплоаккумулирующий элемент из магнетита квадратного сечения размером 0,2×0,2 м, в центре которого расположены два параллельных воздушных канала прямоугольного поперечного сечения размером 0,1×0,015 м. Длина каждого воздушного канала – 0,6 м. Таким образом, общая длина канала, по которому проходит воздушный поток, составляет 1,2 м. Боковые поверхности теплоаккумулирующего элемента покрыты тепловой изоляцией, толщина которой составляет 0,05 м. Материал тепловой изоляции – глиноземное волокно, соединенное с оксидом алюминия.

Температурное поле в теле теплоаккумулирующего элемента не постоянно и меняется во времени в течение периода заряда и отдачи тепла  $T = f(\tau)$ . Проводим расчет нестационарного температурного поля теплоаккумулирующего элемента путем решения двумерной прямой нестационарной задачи теплопроводности методом конечных элементов.

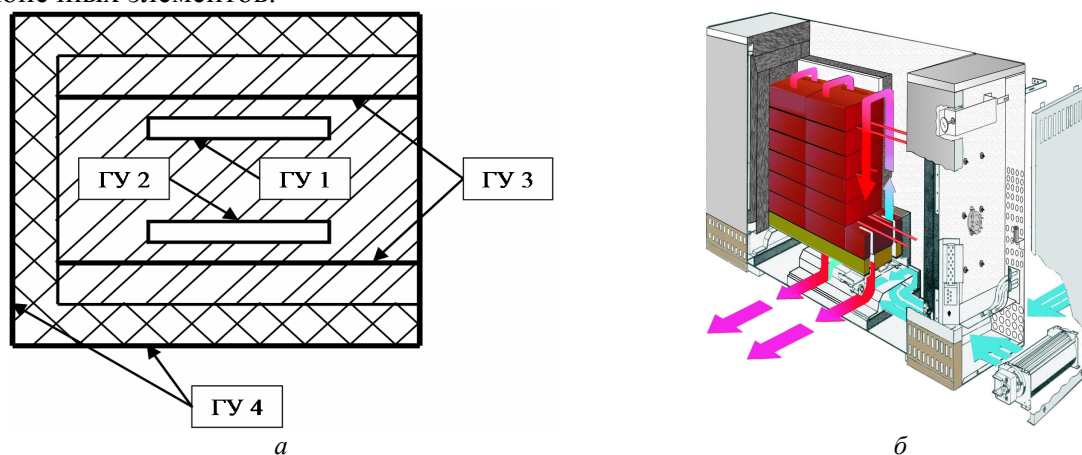


Рис. 1 – Схема стандартного теплоаккумулирующего элемента с заданными ГУ (а) и принцип работы ЭТА (б)

При формировании модели тепловых процессов в элементе ЭТА принимались следующие условия: 1) Теплофизические характеристики ТАМ, тепловой изоляции и материала ТЭН приняты постоянными. 2) Начальное распределение температуры в теле теплоаккумулирующего элемента является однородным. 3) Скорость движения воздуха принята постоянной по всей длине воздушного канала ( $\omega = 3$  м/с). 4) Поток воздуха равномерно заполняет весь объем канала. Расчет проводится для временного промежутка  $\tau = 48$  часов. Шаг счета  $\Delta\tau = 1$  час. Шаг счета  $\Delta\tau$  выбран в соответствии с условием, приведенным в [5].



Двухмерное уравнение теплопроводности для стенки канала теплоаккумулирующего элемента:

$$\frac{\partial T_{\text{СК}}}{\partial \tau} = a \cdot \left( \frac{\partial^2 T_{\text{СК}}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{\text{СК}}}{\partial y^2} \right),$$

где  $T_{\text{СК}}$  – температуры стенки воздушного канала;  $a$  – температуропроводность.

Одним из важных вопросов при расчете температурного поля в элементе ЭТА является вопрос корректного задания граничных условий, которые соответствовали бы реальному физическому процессу.

Задано начальное распределение температуры (НУ) в стенке воздушного канала теплоаккумулирующего элемента  $T_{\tau=0} = 100$  °С.

Граничные условия (ГУ) выбраны с учетом работы ЭТА в режимах заряда и отдачи тепла:

– на границе Г1:  $\alpha_1(T_{\text{СК1}} - T_{\text{ж1}}) = -\lambda_1 \frac{\partial T}{\partial x}$ ;  $\alpha_1 = f(\tau)$ ;  $T_{\text{ж1}} = f(\tau)$ ;

– на Г2:  $\alpha_2(T_{\text{СК2}} - T_{\text{ж1}}) = -\lambda_1 \frac{\partial T}{\partial x}$ ;  $\alpha_2 = f(\tau)$ ;  $T_{\text{ж1}} = f(\tau)$ ;

– на Г3:  $-\lambda_2 \frac{\partial T}{\partial x} = q$ ;  $q = \text{const}$ ;

– на Г4:  $-\lambda_3 \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_3(T_{\text{С1}} - T_{\text{ж}})$ ;  $\alpha_3 = f(\tau)$ ;  $T_{\text{ж}} = \text{const}$ ,

где  $T_{\text{СК1}}$ ,  $T_{\text{СК2}}$  – температуры стенки 1 и 2 воздушного канала соответственно, °С;  $T_{\text{ж}}$  – температура окружающей среды, °С;  $T_{\text{ж1}}$  – температура нагреваемого воздуха, °С;  $T_{\text{С1}}$  – температура наружной поверхности теплоизоляции ЭТА, °С;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  – коэффициент теплоотдачи от стенки воздушного канала 1 и 2 к потоку нагреваемого воздуха и от наружной поверхности тепловой изоляции к потоку окружающего воздуха, соответственно, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $q$  – плотность теплового потока от стенки ТЭН, Вт/м<sup>2</sup>;  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$  – коэффициент теплопроводности магнезита, стальной оболочки ТЭН, тепловой изоляции, соответственно, Вт/(м·°С).

Моделирование режимов заряда ЭТА и отдачи теплоты потоку воздуха осуществлялось путем попеременного задания граничных условий на Г3 и Г2, Г1 (рис. 2).

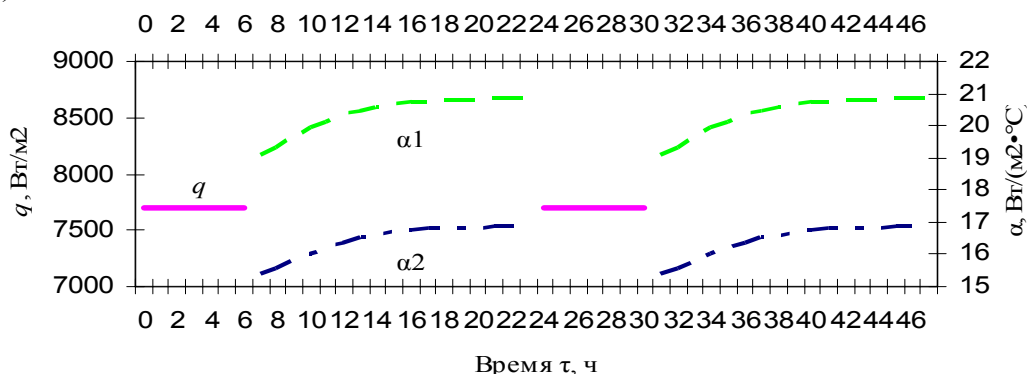


Рис. 2 – Задание ГУ на Г3, Г2 и Г1 во времени  $\tau$

ГУ подбирались согласно результатам экспериментальных данных таким образом, чтобы обеспечить нагрев теплоаккумулирующего элемента в режиме заряда до температуры 650 °С [6], т.к. предельно допустимая температура нагрева наружной

оболочки ТЭН не более  $700\text{ }^{\circ}\text{C}$  [7], а в конце периода отдачи тепла получить температуры стенки воздушного канала  $T_{\text{СК}}$  не менее  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  [8].

Следует отметить, что по высоте воздушного канала условия теплообмена изменяются, что делает задачу теплового взаимодействия потока воздуха и стенок канала трехмерной. Очевидно, что трехмерная задача может быть сведена к серии двумерных задач в горизонтальных сечениях ЭТА, если задавать температуру воздуха в каждом из сечений с учетом его нагрева в предшествующих участках канала. Были рассмотрены три сечения ЭТА, расположенные через каждые  $0,15\text{ м}$  по высоте канала. Проведенные расчеты показали, что разница между полученным распределением температур в теплоаккумулирующем элементе в рассматриваемых сечениях составила не более  $(3\text{--}5)\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Поэтому принято решение рассматривать двухмерную модель теплоаккумулирующего элемента.

### 3 Выбор рациональных геометрических параметров элемента ЭТА

Для оценки влияния геометрических параметров воздушного канала на распределение температуры проведен расчет нестационарного температурного поля для теплоаккумулирующего элемента заданных размеров, но с изменением геометрической формы и размеров воздушного канала. ГУ задаются таким же образом, как и в варианте рассмотренном выше. Предложены три варианта геометрических параметров воздушного канала (см. рис. 3з): 1) Один канал прямоугольного сечения размером  $0,1 \times 0,03\text{ м}$ . 2) Два канала круглого сечения  $d = 0,044\text{ м}$ . 3) Три канала круглого сечения  $d = 0,035\text{ м}$ . Площадь сечения каналов подбиралась при условии, чтобы суммарное ее значение было эквивалентно площади поперечного сечения двух воздушных каналов стандартного теплоаккумулирующего элемента. Средняя скорость потока также принимается как в исходном варианте. Равенство геометрических параметров исследуемых теплоаккумулирующих элементов обеспечивает корректность оценки влияния изменения формы и размеров воздушного канала на распределение температуры в теплоаккумулирующем элементе. Схема движения воздуха принята следующая: воздушные потоки по каналам движутся параллельно в направлении снизу вверх. Высота воздушного канала уменьшена по сравнению с исходной моделью и принята равной  $0,5\text{ м}$ . Кроме того, было смоделировано новое расположение встроженных ТЭН, которые были смещены в центральную часть элемента ЭТА.

Анализируя полученные результаты расчетного исследования (см. рис. 3) можно сделать вывод, что наиболее эффективным из рассмотренных вариантов является схема теплоаккумулирующего элемента с двумя каналами круглого сечения. При такой схеме в период отдачи тепла значение температур нагреваемого воздуха на выходе из канала не превышают максимально допустимых [6] (см. рис. 3а). Получена максимальная теплоотдача от стенки канала к потоку нагреваемого воздуха (см. рис. 3б) и достаточно высокая температура стенки воздушного канала в конце периода аккумуляирования тепла (более  $830\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) (см. рис. 3в). Последний параметр свидетельствует о превышении максимального значения температуры нагрева теплоаккумулирующего элемента в период аккумуляирования тепла. Это дает возможность снизить тепловой поток  $q$  благодаря уменьшению электрической мощности ТЭН, что позволит сократить общее энергопотребление ЭТА. Подбор и расчет технических характеристик и электрических параметров ТЭН осуществляется по [7]. Также можно сделать вывод о малоэффективности стандартной схемы теплоаккумулирующего элемента с последовательным прохождением воздушного потока по двум каналам прямоугольного сечения.

Эффективность схемы на рис. 4б обусловлена более низким темпом охлаждения

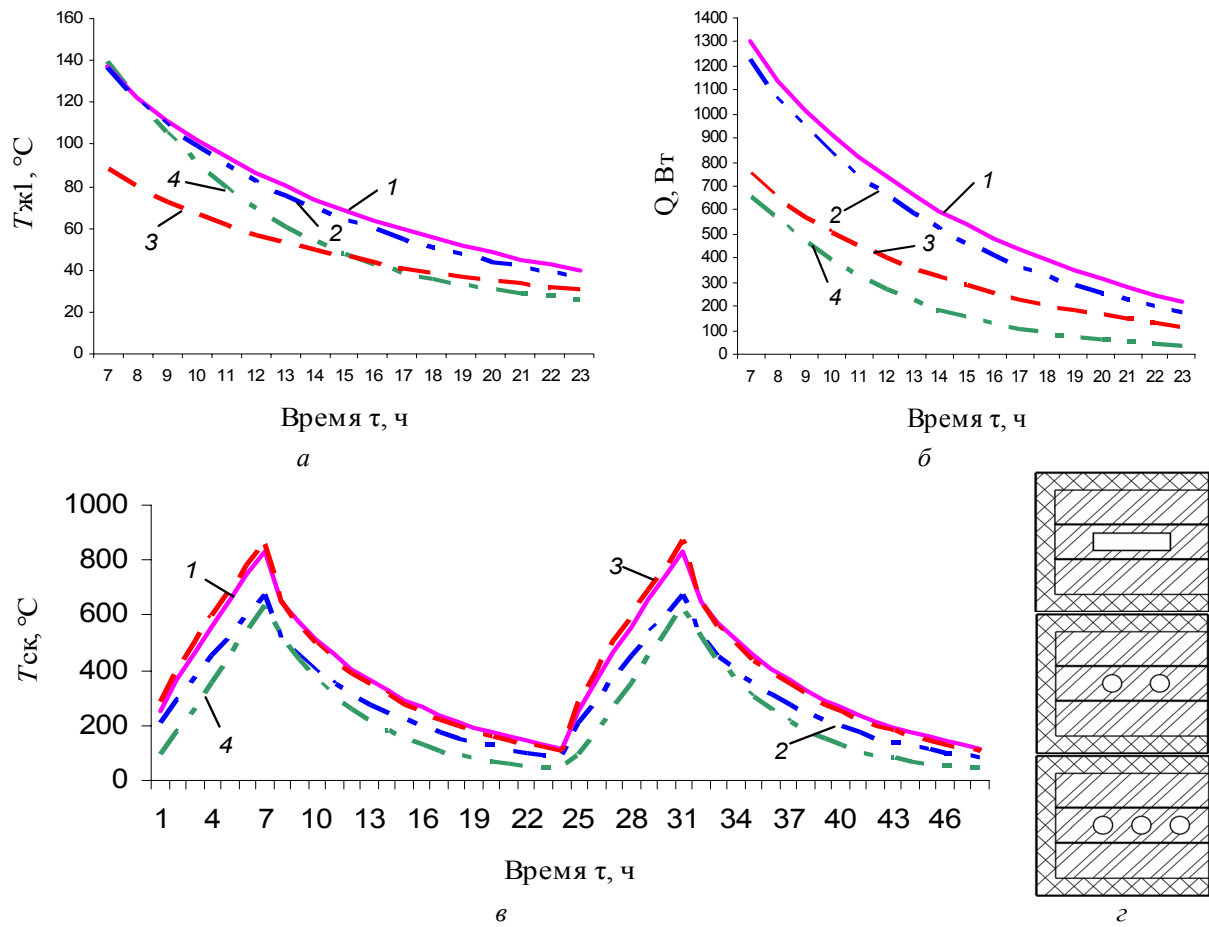


Рис. 3 – Тепловые параметры нагреваемого воздуха на выходе из канала (а, б), изменение температуры стенки воздушного канала в период заряда и отдачи тепла (в) и схемы теплоаккумулирующих элементов (z): 1 – схема теплоаккумулирующего элемента с двумя воздушными каналами круглого сечения; 2 – то же с тремя каналами; 3 – то же с одним каналом прямоугольного сечения; 4 – то же с двумя каналами прямоугольного сечения (стандартная конструкция)

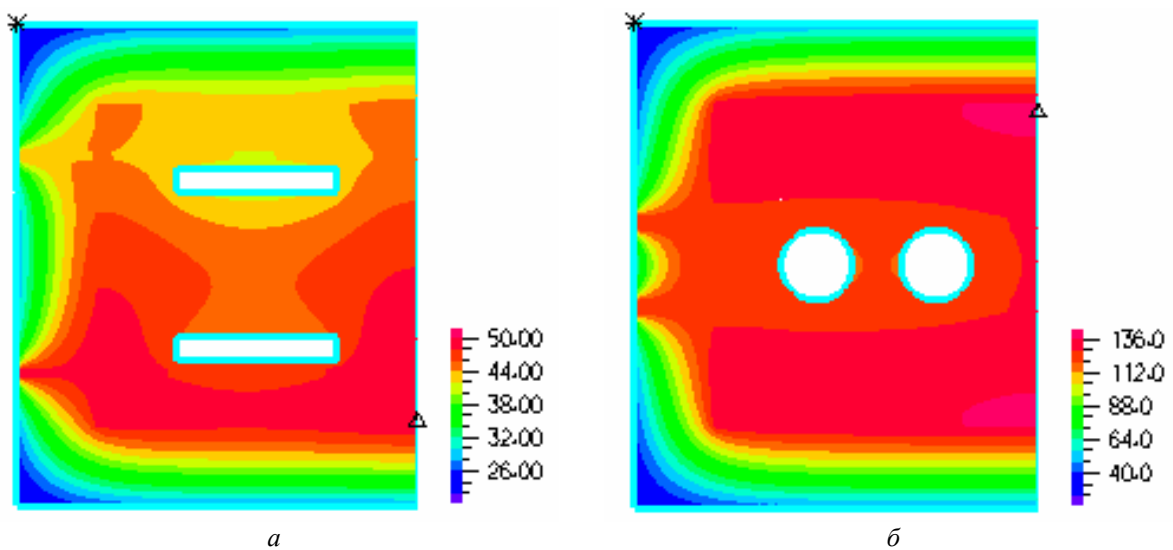


Рис. 4 – Конечное распределение температуры в теплоаккумулирующем элементе в конце периода отдачи тепла: а – схема теплоаккумулирующего элемента с двумя каналами прямоугольного сечения (стандартная конструкция); б – то же с двумя каналами круглого сечения

и равномерным распределением температуры в теплоаккумулирующем элементе в режиме отдачи тепла. Полученное значение конечной температуры в стенке воздушного канала теплоаккумулирующего элемента в варианте со схемой на рис. 4б в 2,7 раза выше, чем значение аналогичного параметра в случае со схемой на рис. 4а.

**Результаты расчетных исследований и выводы:** 1 Выбрана энергоэффективная схема теплоаккумулирующего элемента с двумя каналами круглого сечения, при которой обеспечивается максимальная теплоотдача от стенки канала к потоку нагреваемого воздуха. 2 Расположение ТЭН и воздушных каналов в центральной части теплоаккумулирующего элемента более рационально. В этом случае вблизи воздушных каналов сосредоточена область с максимальными значениями температуры теплоаккумулирующего элемента. При перемещении ТЭН к боковым поверхностям элемента наблюдается резкое повышение температуры наружной поверхности тепловой изоляции, и как следствие этого большие теплотери. 3 Предложенная схема теплоаккумулирующего элемента позволяет уменьшить потребление электроэнергии ЭТА.

Перспективой дальнейших исследований является выбор рациональных режимов работы и совершенствование конструктивных параметров ЭТА.

**Список литературы:** 1. *Мацевитый, Ю.М.* Оценка энергетической эффективности систем электротеплоаккумуляционного отопления административных зданий [Текст] / Ю.М. Мацевитый, Н.Г. Ганжа, А.В. Хименко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – № 10. – С. 9-16. – ISSN 2218-1849. 2. *Шмидт.* Переходные процессы в тепловом аккумуляторе с твердым наполнителем [Текст] / Шмидт, Сцега // Теплопередача. – 1976. – № 3. – С. 141-148. 3. *Левенберг, В.Д.* Аккумуляирование тепла [Текст] / В.Д. Левенберг, М.Р. Ткач, В.А. Гольстрем – К.: Техника, 1991. – 112 с. 4. *Высоцкий, Л.И.* Электроотопители аккумулярующего типа [Текст] / Л.И. Высоцкий. – М.: Информэлектро, 1971. – 17 с. 5. *Теплотехника* [Текст] / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт [и др.]; под ред. А.П. Баскакова. – 2-е изд. перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с. 6. *Симонов, А.А.* Бытовое электрическое отопление с аккумулярованием тепла – важнейший фактор эффективного использования электроэнергии [Текст] / А.А. Симонов // Энергетика и электрификация. – 1992. – № 1. – С. 26-30. 7. ГОСТ 19108-81. Электронагреватели трубчатые (ТЭН) для бытовых нагревательных приборов [Текст]. – Взамен ГОСТ 19108-79; введ. 14.08.1981; переиздан (08.1990) с Изм. № 1,2 от 06.1987 и 05.1990. – М.: Государственный комитет по стандартам СССР, 1990. – 21 с. 8. *Тепловые накопители* [Электронный ресурс]: US ENERGY. – Режим доступа: <http://us-energy.com.ua/index.php/12-dinamicheskie-teplovye-nakopiteli-elnur.html>. – Название с экрана.

*Поступила в редколлегию 01.03.13*

УДК 66.042.88:536.244

**Выбор рациональных геометрических параметров элемента электрического теплового аккумулятора** [Текст] / В.А. Тарасова, А.В. Хименко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 110-115. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконано розрахункове дослідження нестационарного теплового режиму теплоаккумуляуючого елемента електричного теплового акумулятора (ЕТА). Проведено оцінку впливу геометричних параметрів повітряного каналу на розподіл температури в теплоаккумуляуючому елементі в режимі заряду і віддачі тепла. Обрані раціональні геометричні параметри елемента ЕТА.

**Ключові слова:** електричний тепловий акумулятор, електроопалення, теплоаккумуляуючий матеріал.

Completed calculated study of unsteady thermal conditions thermal storage element of the electric thermal storage (ETS). Evaluated of the impact of geometrical parameters of the air channel on the temperature distribution in the thermal storage element in the charge and heat loss. Selected rational geometric parameters of element ETS.

**Keywords:** electric thermal storage, electric heating, heat storage material.

УДК 669.162.231

**О.В. КОШЕЛЬНИК**, канд. техн. наук; с.н.с. ППМаш НАН України, Харків;  
**О.М. ЗАЄЦЬ**, аспірантка НТУ «ХПІ»;  
**В.М. КОШЕЛЬНИК**, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПІ»

### **ПРОГНОЗУВАННЯ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОНОСІЇВ РЕГЕНЕРАТИВНИХ ДОМЕННИХ ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ ДЛЯ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА ДИМОВИХ ГАЗІВ**

Для використання скидної теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів запропоновано у якості теплоутилізатора використати металевий рекуперативний теплообмінник *U*-подібної форми для підігріву повітря горіння, що використовується для автономних систем опалення у регенераторах. Для створення розрахункової бази виконано моделювання температурних режимних параметрів доменних повітрянагрівачів, представлено методику і результати розрахунку динаміки зміни температури димових газів по довжині димового тракту блоку регенераторів, представлено результати теплотехнічних розрахунків теплоутилізатора.

**Ключові слова:** доменні повітрянагрівачі, гази, що відходять, теплоутилізатор, температура.

**Вступ. Постановка проблеми у загальному вигляді.** На сьогоднішній день проблема раціонального використання енергоресурсів стала надзвичайно актуальною у зв'язку з їх високою вартістю. Відомо, що капітальні витрати на енергозбереження в 3–4 рази менше витрат на виробництво енергоносіїв. Тому заощадження енергоресурсів для України є пріоритетним напрямком, одним з важливих факторів забезпечення конкурентноздатності продукції на світовому ринку [1, 2]. Високотемпературні теплотехнологічні установки (ВТУ) різного цільового призначення є важливою складовою частиною технологічних комплексів таких енергоємних галузей промисловості як чорна та кольорова металургія, коксохімічна промисловість, промисловість будівельних матеріалів, тощо [2–4].

Як відомо, одним з найбільших споживачів енергоресурсів у гірничо-металургійному комплексі України є доменне виробництво [5, 6]. При модернізації діючих і при проектуванні нових агрегатів для виробництва чавуну, скла наукові задачі з енергозбереження можуть успішно вирішуватися за напрямком раціонального використання вторинних енергоресурсів у системах регенерації ВТУ, що потребує створення розрахункової бази на основі використання сучасних комп'ютерних технологій.

**Виділення невирішеної частини загальної задачі.** Питома витрата умовного палива при виплавці чавуну становить 610–615 кг умовного палива/т, з них 65–70 кг витрачається технологічними системами доменного виробництва на високотемпературний нагрів доменного дуття, що здійснюється у регенеративних апаратах з нерухомою вогнетривкою насадкою.

Нагрівання доменного дуття вимагає системного підходу для рішення різних проблем на стадіях проектування та експлуатації регенераторів. Для забезпечення температури дуття (1150–1250) °С рівень теплоти згорання доменного газу є недостатнім, тому його збагачують висококалорійним газом. У той же час теплота димових газів, що відходять з регенераторів, з температурою, що сягає (250–350) °С, у даний час не використовується, що призводить до перевитрати палива на підприємствах України [7, 8]. Ефективність роботи доменних повітрянагрівачів, що є енергоємним обладнанням доменного виробництва, можна підвищити за рахунок утилізації теплоти

---

© О.В. Кошельник, О.М. Заєць, В.М. Кошельник, 2013

димових газів повітрянагрівачів. Складність їх розробок полягає у визначенні динаміки зміни температури димових газів, що виходять з насадки регенераторів у димовий тракт.

**Формулювання цілей статті.** Враховуючи можливість використання у одному блоці 3–5 регенераторів для нагрівання дуття, їх режими включення, зміну температури теплоносіїв у процесі нагрівання та охолодження різних типів теплоакumuлюючих елементів вогнетривкої насадки, необхідно створити методику і математичні моделі для визначення динамічних характеристик регенераторів, зміни витрати і параметрів димових газів по довжині димового тракту, що суттєво впливають на вибір конструктивних параметрів теплоутилізаційного обладнання для підігріву повітря горіння, що використовується для опалення регенеративних доменних повітрянагрівачів.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Проблему утилізації теплоти димових газів за доменними повітрянагрівачами досліджено у різній постановці у роботах Коршикова В.Д., Греса Л.П., Міленіної О.Є., Пліскановського С.Т. та ін. [8–12]. Зокрема, в роботах Греса Л.П. та Міленіної О.Є. наведені методики розрахунку впливу ряду параметрів теплоутилізаторів для доменних повітрянагрівачів. В [12] наведено схему децентралізованої системи утилізації теплоти димових газів, що відходить від повітрянагрівачів, для нагріву компонентів горіння, в роботі [13] висвітлено питання використання різноманітних утилізаторів теплоти димових газів.

Стосовно удосконалення методів і математичних моделей для розрахунку регенеративних апаратів різного конструктивного виконання та компоновки для плавильних та нагрівальних печей слід відзначити цикл робіт, що виконані в останні роки в НТУ «ХП» при участі авторів статті. У якості об'єктів дослідження було обрано регенератори різної теплової потужності з нерухомою вогнетривкою насадкою, що входять у склад ВТУ різного цільового призначення, зокрема для коксових, скловарних печей. При цьому подальший розвиток одержали моделі, розроблені раніше на кафедрі теплотехніки НТУ «ХП» [14, 15].

**Викладення основного матеріалу.** З метою інтенсифікації доменного процесу й зниження питомої витрати дорогого й дефіцитного коксу повітря, що нагнітається в піч, підігривають у регенеративних доменних повітрянагрівачах. Витрата дуття на 1 м<sup>3</sup> корисного обсягу доменної печі становить від 2,2 до 2,6 м<sup>3</sup>/хв. На спалювання 1 т коксу витрачається приблизно 2880 м<sup>3</sup> дуття. Холодне дуття по системі трубопроводів подається компресорами в регенеративні повітрянагрівачі, де воно нагрівається до (1150–1300) °С і змішується з холодним повітрям, витрата якого автоматично підтримується в залежності від заданої температури дуття.

Регенеративні повітрянагрівачі доменних печей призначені для високотемпературного нагрівання великих обсягів дуттьового повітря – до 9000 м<sup>3</sup>/хв. Вони мають досить великі габаритні розміри, висота сягає понад 50 м, а діаметр складає 8–9 м. Через періодичність роботи теплообмінників даного типу, для кожної доменної печі використовують декілька регенарторів, об'єднаних у блок (від трьох до п'яти). Найбільш часто використовуються доменні повітрянагрівачі з внутрішньою й виносною камерою горіння, їх загальний вид представлено на рис. 1.

Повітрянагрівач складається з камери горіння та насадкової камери. Теплоакumuлююча насадка повітрянагрівача являє собою покладені один на одного вогнетривкі фасонні блоки з каналами для проходження теплоносія. Насадка монтується на піднасадковому пристрої. Зовні повітрянагрівач закривається кожухом з низьколегованої сталі. Для зменшення теплових втрат використовується футеровка

вогнетривкими матеріалами та багатошарова ізоляція. Основним елементом є масивна вогнетривка насадка, загальна поверхня нагрівання якої може складати десятки тисяч квадратних метрів. Для нагрівання насадки регенератори мають автономну систему опалення, насадка обігрівается продуктами горіння доменного газу або газовою сумішшю з добавкою висококалорійного коксового або природного газу для одержання заданої температури горіння. При переключенні ПН із газового періоду на повітряний припиняється подача палива до пальникових пристроїв і починається подача повітря через клапани холодного дуття в піднасадковий пристрій. Для стабілізації температури гарячого дуття використовують підмішування холодного повітря за допомогою спеціального клапана.

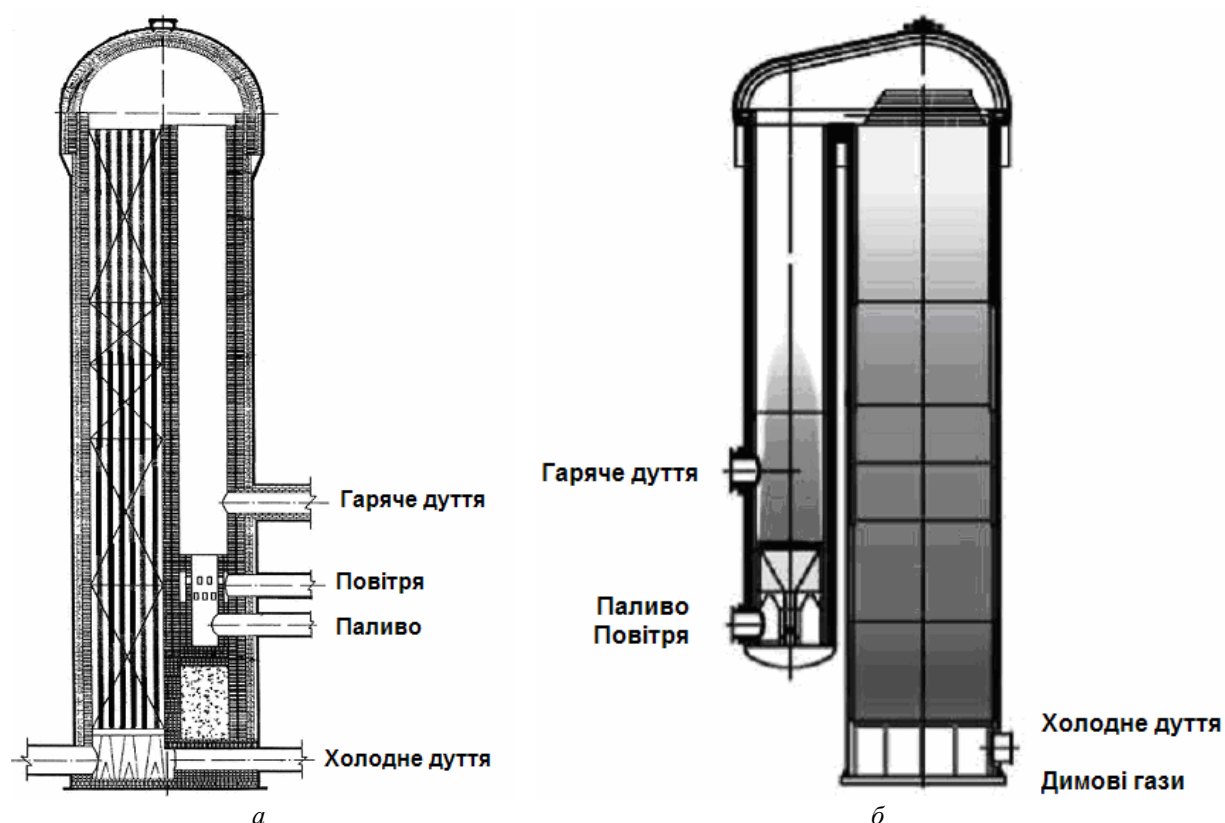


Рис. 1 – Конструкції повітрянагрівачів доменних печей:  
 а – з внутрішньою камерою горіння; б – з зовнішньою камерою горіння

Таким чином цикл роботи регенератора складається з періодів нагрівання насадки, охолодження та переключення клапанів. Режим роботи повітрянагрівачів визначається сукупністю параметрів: витратою палива й розподілом його протягом газового періоду, температурою купола й температурою димових газів в піднасадковому пристрої, витратою дуття, часовим режимом, тобто тривалістю газового й дуттьового періодів, тривалістю періоду відокремлення, а також режимом дуття. При нагріванні насадки (газовий період) продукти горіння газу подаються зверху й, проходячи через канали насадки, нагрівають її. Температура продуктів горіння на вході у верхній частині насадки становить (1300–1450) °С. На виході ж з насадки їхня температура змінюється від (100–150) °С у початку нагрівання до 400 °С – наприкінці його. Цикл нагрівання дуття (дуттьовий період), коли повітря, що нагрівається, з

температурою (80–150) °С (холодне дуття) подається знизу в розігріту насадку й, проходячи через неї знизу нагору, нагрівається. Насадка при цьому охолоджується. У цей період температура дуття на виході з насадки змінюється: на початку періоду вона максимальна, потім температура зменшується й наприкінці періоду вона знижується на (150–200) °С.

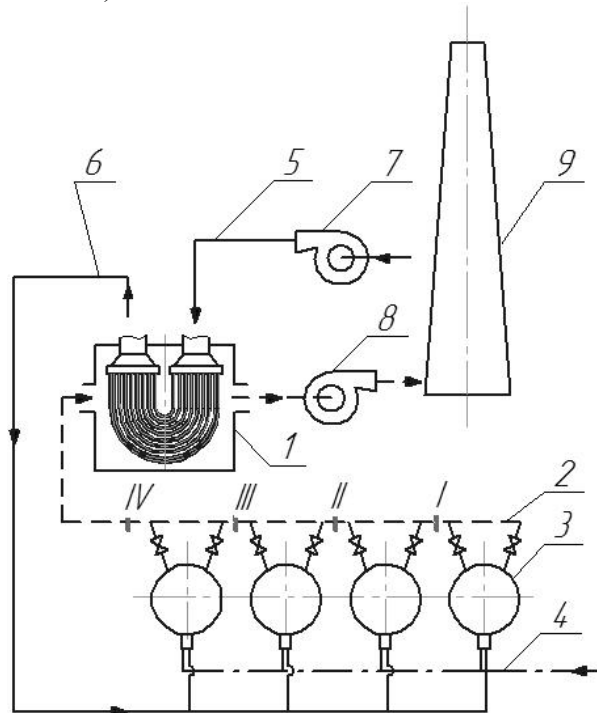


Рис. 2 – Спрощена схема утилізації теплоти димових газів блоку регенеративних доменних повітрянагрівачів:

- 1 – теплообмінник; 2 – газовідвідний тракт;
- 3 – повітрянагрівачі; 4 – підвід газу;
- 5 – підвід холодного повітря; 6 – відвід гарячого повітря;
- 7 – вентилятор; 8 – димосос; 9 – димова труба

В роботі розглянута можливість прогнозування зміни витрати і температури димових газів по довжині димового тракту блоку із чотирьох доменних регенераторів для отримання вихідних даних, що необхідні для проектування і вибору теплоутилізаційного обладнання для нагрівання повітря горіння що використовується для опалення регенеративних доменних повітрянагрівачів. Розглянуто послідовний режим включення чотирьох регенераторів при умові обмеження максимальної температури димових газів у піднасадочному пристрої до 400 °С. На рис. 2 зображена спрощена схема утилізації теплоти димових газів з метою нагріву холодного повітря, що подається в доменні повітрянагрівачі. На газовідвідному тракті блоку повітрянагрівачів вказані перерізи I–IV, що розглядалися нами в якості потенційного місця розташування теплоутилізатора та представлено

обране місце установки теплоутилізатора, виходячи з результатів досліджень.

Для виконання теплотехнічних розрахунків теплоутилізатора необхідно визначити витрату та динаміку зміни температури димових газів у газовому тракті регенераторів, що пов'язано з циклічністю процесів нагрівання-охолодження вогнетривкої насадки. Таким чином, для цього необхідно створити математичну модель, що більш точно враховує конструктивні і експлуатаційні характеристики доменних регенераторів при умові технологічних обмежень та особливостей їх роботи.

Особливості регенеративного теплообміну при різних спрощеннях вирішували багато дослідників: В. Хейлігенштедт, А. Шак, Х. Хаузен, І.Д. Семікін, Е.М. Гольдфарб, У.Н. Тимофєєв, Ф.Р. Шкляр, В.М. Малкін та ін. [16]. Застосування обчислювальної техніки та чисельних методів дозволило розглянути ряд практичних завдань стосовно доменних повітрянагрівачів, які мають автономне опалення, конструктивно відрізняються від регенераторів інших плавильних печей й значні габаритні розміри. Ефективність математичного моделювання пов'язана з розробкою універсальних математичних моделей й обчислювальних комплексів, що враховують можливо більшу кількість факторів, що впливають на протікання робочих процесів в теплоакумуючій насадці регенераторів. У даній роботі запропонована уточнена



математична модель регенератора для визначення динаміки зміни параметрів повітря і димових газів для доменного повітрянагрівача, реалізація якої заснована на використанні можливостей сучасних комп'ютерних технологій. При цьому подальший розвиток одержали моделі, розроблені з використанням ряду допущень й обмежень [14, 17–18].

Система диференціальних рівнянь, що описує процес теплообміну в насадці регенеративних теплообмінників, є досить складною, тому широке поширення отримали кінцево-різницеві методи, за допомогою яких при великій кількості розрахункових елементів та часових кроків можна одержати достатньо високу точність розрахунків. З використанням кінцево-різницевого методу елементарних теплових балансів нами була створена математична модель для розрахунків регенеративних теплообмінників плавильних та нагрівальних та промислових печей, яку було адаптовано для розрахунків регенераторів доменних печей [18, 19]. На основі цієї математичної моделі розроблено методику та створено обчислювальний комплекс, призначений для дослідження роботи регенеративних теплообмінників при використанні насадок з різною формою каналів. Основним блоком програми є блоки розрахунків процесів конвективного і променистого теплообміну в каналах насадки.

Для проектування та для розрахунку регенераторів важливим є розподіл температур по висоті насадки і зміна температури теплоносіїв у каналах у циклі нагрівання-охолодження для визначення висот зон вогнетривів. Виходячи з цього, це дає можливість використати одновимірний спосіб описання і розрахунку теплообміну у каналах насадки. Тоді диференційне рівняння теплопровідності з граничними умовами

третього роду  $\alpha(x, \tau, t_{\text{ст}})(t_{\text{ст}} - t) = \lambda(t) \frac{\partial t}{\partial x}$  може бути представлено у вигляді

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \lambda(t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] = c(t) \rho(t) \frac{\partial t}{\partial \tau}. \quad (1)$$

Розподіл температур по висоті насадки та значення величин теплового потоку визначався за допомогою рівнянь Ньютона-Ріхмана та Фур'є. Розрахунковим елементом був обраний вертикальний канал, який створено по осям симетрії перерізу насадочного блоку і розбито по висоті насадки на  $n$  розрахункових елементів. Було складено і вирішено систему енергобалансу для всіх розрахункових елементів  $i = n$  для кожного часового кроку  $j$  з інтервалом  $\Delta \tau$  у період нагрівання і охолодження

$$\sum_{i=1}^n Q_{i,j}^k = \Delta I_i. \quad (2)$$

Ліва частина рівняння (2) є сумою теплових потоків  $Q_{i,j}^k$  через усі поверхні обраного розрахункового елемента, а права частина характеризує зміну тепловмісту матеріалу насадки. Значення температур насадки  $t$ , газу  $t^r$  та повітря  $t^n$  знаходяться як

$$t_{i,j+1} = t_{i,j} + A_1 \cdot [t_{i,j}^r - t_{i,j}] + A_2 \cdot [t_{i,j}^r - t_{i,j}] + A_3 \cdot [t_{i,j} - t_{i+1,j}]; \quad (3)$$

$$t_{i+1,j}^r = t_{i,j}^r - B_i [t_{i,j} - t_{i,j-1}]; \quad (4)$$

$$t_{i-1,j}^n = t_{i,j}^n + D_i \cdot [t_{i,j-1}^n - t_{i,j}]. \quad (5)$$

Допоміжні коефіцієнти  $A, B, D$  враховують геометричні характеристики та місце розташування окремих розрахункових елементів, теплофізичні властивості матеріалу і теплоносіїв, інтенсивність теплообміну у вертикальних каналах насадки.

Перевірка збіжності чисельного рішення виконувалась шляхом порівняння

різниці кількості акумульованої насадкою регенератора теплоти в поточному та попередньому розрахункових циклах.

Одним із основних блоків обчислювального комплексу є блок для визначення коефіцієнтів складного теплообміну в теплоакумуляюючих елементах насадки. Передбачено можливість розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією при використанні різних типів насадок і каналів, рівномірність температурного поля по товщині насадки врахована введенням коефіцієнта масивності. Значення коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією для кожного розрахункового елемента в часі визначали з використанням відповідних критеріальних рівнянь. Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням розраховували для газового періоду з обліком наведеної випромінювальної здатності  $\bar{\epsilon}_r$  і  $\bar{\epsilon}_{ст}$ , враховуючи вплив додаткового відбиття й опромінення, температури газу  $\vartheta = t_{i,j}^c$  і температури стінки каналу  $T_{ст} = t_{i,j}$  за формулою:

$$\alpha_{л} = \frac{C_s}{\vartheta - T_{ст}} \left[ \bar{\epsilon}_r \cdot \left( \frac{\vartheta}{100} \right)^4 - \bar{\epsilon}_{ст} \cdot \left( \frac{T_{ст}}{100} \right)^4 \right], \quad (6)$$

де  $C_s$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

При розрахунку газового періоду використали сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією та випромінюванням

$$\alpha_c = \alpha_k + \alpha_{л}, \quad (7)$$

але у період нагрівання повітря випромінювання не враховували.

На підставі створеного алгоритму було розроблено універсальну математичну модель доменного повітрянагрівача та створено програмний комплекс для моделювання теплових режимів з урахуванням їх послідовного та паралельного включення. Основні результати розрахунку: значення коефіцієнтів тепловіддачі, динаміка зміни розподілу температури вогнетривів по висоті насадки в режимах нагрівання й охолодження, зміна температури димових газів і повітря та інші параметри, що характеризують квазістаціонарні теплові режими регенератора.

З використанням розробленої математичної моделі виконано дослідження послідовного режиму роботи блока доменних повітрянагрівачів з тривалістю режиму нагрівання – 2,9 год. і дуття – 1,0 год. Для розрахунку теплоутилізатора використано дані відносно зміни температури димових газів на виході із насадки регенератора  $T''$ , що наведені в табл. 1 [20]. В даному випадку середня температура димових газів становила за період  $\bar{t} = 243$  °С.

Таблиця 1

Зміна температури димових газів в часі для одного повітрянагрівача

Час, $\tau_r$ , год.	0,088	0,879	1,758	2,636	2,9
Температура, $T''$ , °С	111	187	279	372	400

На рис. 3 показано характер зміни температури димових газів на виході із насадки повітрянагрівачів № 1–4 у послідовному режимі включення у процесах нагрівання вогнетривкої насадки з загальною тривалістю циклу 4 години.

За даними табл. 1 було визначено динаміку витрати димових газів і знайдено температури газів, що змішуються у газовому тракті для відповідних перерізів.

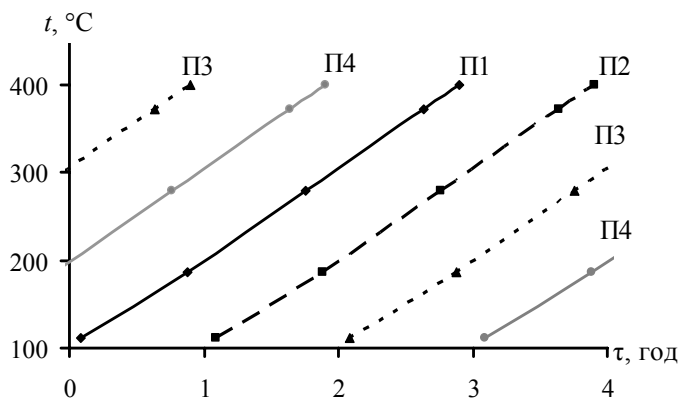


Рис. 3 – Динаміка зміни температури димових газів на виході насадки регенераторів

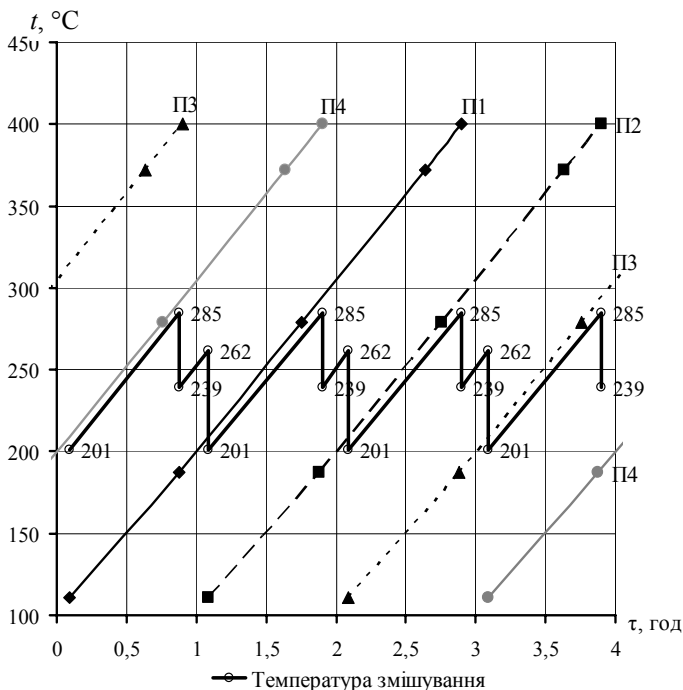


Рис. 4 – Зміни температури димових газів за цикл в IV перерізі димового тракту регенераторів

Витрату димових газів по тракту розраховували як суму витрат усіх працюючих в даний момент часу повітрянагрівачів у режимі нагрівання

$$V_{\text{сум,}\tau} = \sum_{i=1}^{n-1} V_{i,\tau} \quad (8)$$

Температуру димових газів можна визначити з урахуванням температур газових потоків від різних повітрянагрівачів, які змішуються по відповідним перерізам тракту без урахування зміни тиску за формулою

$$T_{\text{сум,}\tau} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n-1} T_{i,\tau} V_{i,\tau}}{\sum_{i=1}^{i=n-1} V_{i,\tau}} \quad (9)$$

Встановлено, що найменшими будуть коливання температури димових газів при роботі чотирьох повітрянагрівачів в IV перерізі тракту, тому запропоновано встановити теплоутилізатор по тракту за блоком регенераторів. На рис. 4 показано динаміку зміни температури димових газів відповідно у перерізі IV.

Отримані дані було використано для проведення теплотехнічних розрахунків величини поверхні теплообміну  $F$  та геометричних розмірів

теплоутилізатора. Вихідними даними для розрахунків є: витрата повітря  $V_{\text{п}}$ , та димових газів  $V_{\text{г}}$ , їх початкові температури  $t'_{\text{п}}$  і  $t'_{\text{г}}$ , а також кінцева температура нагріву повітря  $t''_{\text{п}}$ .

Для заданих даних запропоновано обрати двохсекційний рекуперативний апарат. Основні параметри однієї секції якого наведені в табл. 2. Де  $z_2$  та  $s_2$  – число труб і крок між трубами за ходом руху продуктів згоряння,  $z_1$  та  $s_1$  – те саме, але в поперечному напрямку.

Секція рекуператора буде складатися з 320 трубок діаметром 57 і товщиною 3,5 мм. Крок між трубками (при коридорному розташуванні) складає: за напрямком руху продуктів згоряння  $s_2 = 90$  мм, в поперечному напрямку  $s_1 = 150$  мм. Число трубок за напрямком руху продуктів згоряння  $z_2 = 16$ , в поперечному  $z_1 = 20$ . Блок буде

складатися з двох секцій із загальною площею теплообміну 578 м<sup>2</sup>.

Таблиця 2

Конструктивні характеристики теплоутилізатора

$F, \text{ м}^2$	Площа прохідного перерізу (за напрямом руху), м <sup>2</sup>		$d_{\text{зовн}}, \text{ мм}$	$\frac{z_2}{s_2}$	$\frac{z_1}{s_1}$	$R, \text{ мм}$
	повітря	димових газів				
289	0,63	7,7	57×3,5	$\frac{16}{90}$	$\frac{20}{150}$	1657

**Висновок.** Шляхом математичного моделювання досліджено динаміку зміни режимних параметрів регенеративних доменних повітрянагрівачів, встановлено діапазон зміни витрати та температури димових газів по тракту для послідовного включення блоку, що складається із чотирьох апаратів. Виконано теплотехнічні розрахунки теплоутилізатора з U-подібною формою теплообмінної поверхні для нагрівання повітря горіння за рахунок скидної теплоти димових газів.

**Список літератури:** 1. Стратегія енергозбереження в Україні: Аналітично-довідкові матеріали [Текст]: в 2-х т. / За ред. В.А. Жовтянського, М.М. Кулика, Б.С. Стогнія. – К.: Академперіодика, 2006. – Т. 1. – 510 с. 2. Ключников, А.Д. Энергетика теплотехнологии и вопросы энергосбережения [Текст] / А.Д. Ключников. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 128 с. 3. Перелетов, И.И. Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки [Текст] / И.И. Перелетов, Л.А. Бровкин, Ю.И. Розенгарт. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 336 с. 4. Троянкин, Ю.В. Проектирование и эксплуатация высокотемпературных установок [Текст] / Ю.В. Троянкин. – М.: МЭИ, 2002. – 324 с. 5. Большаков, В.И. Технология высокоэффективной энергосберегающей доменной плавки [Текст] / В.И. Большаков. – К.: Наукова думка, 2007. – 412 с. 6. Брагинский, А.М. Интегрированные энергосберегающие технологии в производстве чугуна [Текст] / А.М. Брагинский. – Х.: Коллегиум, 2011. – 380 с. 7. Грес, Л.П. Высокотемпературный нагрев доменного дутья [Текст] / Л.П. Грес. – Днепропетровск: Пороги, 2008. – 492 с. 8. Энергосбережение в доменных воздухонагревателях на основе утилизации оборотного дыма [Текст] / В.Д. Коршиков, И.Г. Бянкин, П.И. Кирьянов [и др.] // Изв. вузов. Чёрная металлургия. – 1991. – № 7. – С. 98-100. 9. Анализ зависимостей давления насыщения водяного пара от температуры при расчётах температур подогрева компонентов горения воздухонагревателей доменных печей [Текст] / Л.П. Грес, А.Е. Миленина, Н.И. Щурова // В кн. Металлургическая теплотехника: Сб. науч. трудов НМетАУ. – Днепропетровск: ПП Грек О.С., 2007. – С. 122-129. 10. Грес, Л.П. Расчеты охлаждения дымовых газов блока воздухонагревателей доменной печи с системой утилизации теплоты при их движении в дымовой трубе [Текст] / Л.П. Грес, А.Е. Миленина // В кн. Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов НМетАУ. – Вып. 1(16). – Днепропетровск, 2009. – С. 72-79. 11. Грес, Л.П. Теплообменники доменных печей [Текст]: моногр. / Л.П. Грес, С.А. Карпенко, А.Е. Миленина. – Днепропетровск: Пороги, 2012. – С. 310-311. – ISBN 978-617-518-207-9. 12. Плискановский, С.Т. Оборудование и эксплуатация доменных печей [Текст] / С.Т. Плискановский, В.В. Полтавец. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 375-378. 13. Сорока, Б.С. Системы сжигания и теплоутилизационные устройства технологических печей: Современное состояние и мировые тенденции развития [Текст] / Б.С. Сорока // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2012. – № 12. – С. 54-68. – ISSN 0235-3482. 14. Левченко, Б.А. Решение задачи регенеративного теплообмена на ЭВМ [Текст] / Б.А. Левченко, В.М. Кошельник // Энергетическое машиностроение. – Х.: ХГУ, 1974. – Вып. 17. – С. 19-24. 15. Левченко, Б.А. Математическое моделирование попарно-параллельного режима работы регенеративных воздухонагревателей [Текст] / Б.А. Левченко, В.М. Кошельник // Энергетическое машиностроение. – Х.: Выща школа, 1976. – Вып. 21. – С. 41-45. 16. Шкляр, Ф.Р. Доменные воздухонагреватели (конструкция, теория, режимы работы) / Ф.Р. Шкляр, В.М. Малкин, С.П. Каштанова [и др.]. – М.: Металлургия, 1982. – 176 с. 17. Переходные процессы в насадках регенеративных теплообменных аппаратов с байпасом [Текст] / В.Л. Советкин, С. Швыдкий, Ф.Р. Шкляр, Ю.Г. Ярошенко // Известия вузов. Черная металлургия. – 1973. – № 12. – С. 130-134. 18. Кошельник, В.М. Уточненная математическая модель доменного воздухонагревателя. [Текст] / В.М. Кошельник, А.В. Кошельник // Вестник ХГПУ. – Х.: ХГПУ, 1999. – Вып. 49. – С. 15-20. 19. Кошельник, А.В. Математическая модель

многокамерных регенераторов плавильных агрегатов [Текст] // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 1/2(25). – С. 51-54. **20.** Кошельник, О.В. Особливості визначення витрати та температури продуктів згорання у димовому тракті доменних повітрянагрівачів [Текст] / О.В. Кошельник, О.М. Заєць, В.М. Кошельник // Вісник НТУ «ХП». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 50 (956). – С. 133-138. – ISSN 2079-3944.

*Надійшла до редколегії 12.01.13*

УДК 669.162.231

**Прогнозування режимних параметрів теплоносіїв регенеративних доменних повітрянагрівачів для розрахунків теплоутилізатора димових газів [Текст] / О.В. Кошельник, О.М. Заєць, В.М. Кошельник // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 13(987). – С. 116-124. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2078-774X.**

Для использования сбросной теплоты дымовых газов доменных воздухонагревателей предложено в качестве теплоутилизатора использовать металлический рекуперативный теплообменника U-образной формы для подогрева воздуха горения, который используется для автономных систем отопления в регенераторах. Для создания расчетной базы выполнено моделирование температурных режимных параметров доменных воздухонагревателей, представлена методика и результаты расчета динамики изменения температуры дымовых газов по длине дымового тракта блока регенераторов, представлены результаты теплотехнических расчетов теплоутилизаторов.

**Ключевые слова:** Доменные воздухонагреватели; отходящие газы; теплоутилизатор; температура.

To use the waste heat of blast stoves flue gases offered as utilizer to use U-shaped metallic recuperative heat exchanger for preheating of combustion air used for autonomous heating systems in regenerators. To create an accounting basis was made a blast stoves temperature regime parameters modeling, methods and results of the calculation of changes of temperature of flue gases along regenerator flue path, the results of thermal calculations of heat recovery unit were presented.

**Keywords:** Hot blast stoves; waste gases; heat recovery unit; temperature.

УДК 536.2

**В.Б. ВЕСЕЛОВСЬКИЙ**, канд. фіз.-мат. наук; доц. ДНУ ім. О. Гончара,  
Дніпропетровськ;  
**Р.О. САМУНЬ**, аспірант ДНУ ім. О. Гончара, Дніпропетровськ

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВІДНОВЛЕННЯ ФУНКЦІЇ ТЕПЛОВИДІЛЕННЯ В ВУЗЛАХ ТЕРТЯ ЗА ТЕМПЕРАТУРНИМИ ДАНИМИ

Представлена математична модель в узагальнених змінних в задачах нестационарної теплопровідності для складеної системи з неідеальним тепловим контактом на стиках. Метою даного дослідження є розробка математичних моделей вузлів тертя та визначення параметрів тепловиділення із розв'язку обернених задач теплопровідності за температурними даними. Отриманні результати дозволяють оцінювати різноманітні сполучення параметрів багат шарової системи пластин, функції тепловиділення і при заданих функціонально-технічних обмеженнях керувати тепловим станом системи. Наведені результати обчислювальних експериментів.

**Ключові слова:** теплопровідність, вузли тертя, фрикційна взаємодія, нелінійна обернена задача, фізико-механічні властивості, граничні умови теплообміну.

**Вступ.** Неруйнівні методи визначення теплофізичних та механічних властивостей елементів конструкцій під час їх експлуатації застосовуються у різних галузях техніки. В основу методів діагностування теплових процесів часто покладаються розв'язки відповідних обернених задач теплообміну, а в окремих випадках вони є практично єдиним способом одержання прийняттого результату [1]. Однак обернені задачі належать до класу некоректних задач, що зокрема проявляється у їх нестійкості щодо вихідних даних [1, 2].

Економічність, довговічність, надійність та конкурентноздатність конструкцій – основні критерії сучасного розвитку техніки. Статистика свідчить, що більшість відмов у техніці та передчасних виходів з ладу машин і обладнання відбувається в результаті зношування їх деталей та вузлів. На ремонтні роботи, що пов'язані із зношуванням витрачаються величезні кошти та матеріальні ресурси. Тому проблема підвищення зносостійкості і довговічності деталей машин є надзвичайно актуальною і її вирішення можливе лише при поєднанні науки про тертя та зношування з розробкою нових технологій поверхневої обробки.

Елементи сучасних конструкцій часто мають неоднорідну структуру і експлуатуються за умов комплексного теплового і механічного навантаження. Контактна взаємодія тіл з тепловиділенням від тертя є однією з найпоширеніших. Під час інтенсивної фрикційної взаємодії можуть змінюватись властивості їх приповерхневих шарів, що зумовлює необхідність введення до розгляду так званого «третього тіла» міжтрибологічної пари [3]. Урахування неоднорідності структури тіл і математична нестійкість задач параметричної ідентифікації вимагають розробки адекватних методів дослідження термопружних процесів і визначення теплофізичних характеристик трибологічних з'єднань [4–6].

Одним з основних триботехнічних параметрів вузлів тертя є потужність тертя, яка характеризує затрати механічної енергії на тертя. Прилади безпосереднього заміру потужності тертя не можуть бути розміщені у компактні реальні вузли тертя. У зв'язку з цим найбільш вигідним є відновлення функції фрикційного тепловиділення по температурним даним, реєстрація яких легко здійснюється при стендових чи експлуатаційних дослідах техніки. Суть такого метода теплової діагностики тертя

© **В.Б. Веселовський**, Р.О. Самунь, 2012

викладена у [5, 7].

У роботі [7] пропонується розвиток метода теплової діагностики тертя шляхом зняття обмежуючих умов. Розроблений алгоритм розв'язку граничної зворотної задачі по відновленню функції фрикційного тепловиділення, яка залежить від кутової координати і часу, по температурним даним шляхом ітераційної регуляризації на основі градієнтних методів мінімізації функціонала нев'язки. У якості функціонала нев'язки обрано середнє квадратичне відхилення розрахункових і експериментальних температур у одній точці втулки. Розв'язком тестових задач показана стійкість розв'язку зворотної задачі до похибок у температурних даних.

**Аналіз публікацій.** Аналіз літератури по проблемі, що розглядається, показав, що розвиток методів розв'язування задач параметричної ідентифікації теплових процесів в деформованих твердих тілах є складною і водночас актуальною проблемою [4]. Додаткові труднощі розв'язування таких задач зумовлюються дискретністю вимірів за часом температури і неминучістю їх похибок. Як відомо, обернені задачі теплопровідності, до яких належать задачі параметричної ідентифікації, є чутливими до похибок вимірювань, що в математичному плані проявляється у їх нестійкості щодо вхідних даних [1, 8]. Намагання покращити ситуацію збільшенням об'єму вхідної інформації за допомогою подрібнення часових інтервалів часто спричинює зворотній ефект – посилює нестійкість розв'язків [1, 2, 8]. Для розв'язування обернених задач запропоновано різні методи [1, 2, 5, 6, 8–11], серед яких значну частину складають чисельні підходи. Однак поєднання аналітичних і чисельних методів [1, 2, 7, 9] є досить успішним.

Метою даного дослідження є розробка математичних моделей вузлів тертя та визначення параметрів тепловиділення у вузлах тертя із розв'язку обернених задач теплопровідності за температурними даними.

**Постановка задачі.** Розглядаються моделі вузлів тертя у вигляді довгого циліндричного валу, який обертається в жорсткій обоймі за рахунок тепловиділення від тертя. Особливістю перебігу теплових процесів і деформування тіл за фрикційного тепловиділення є їх взаємозалежність: розподіл температури залежить від величини радіальних напружень на ділянці контакту і навпаки. Вважаємо, що тонкий приповерхневий шар циліндра має неоднакові з основним матеріалом теплофізичні властивості. Одним із ефективних підходів до моделювання тонких неоднорідностей є заміна їх оболонками, чи пластинками з усередненням фізико-механічних властивостей і одночасним спрямуванням товщини до нуля [4]. Після цього одержується ідеалізована фізична поверхня, наділена певними концентрованими зведеними характеристиками, які відображають властивості тонкої неоднорідності. Під час постановки крайових задач вплив такої поверхні на поведінку тіла, чи пари тіл враховується за допомогою узагальнених класичних гранично-контактних умов [4]. Характерною їх особливістю є нестационарність, що дає можливість враховувати кінетику теплофізичних процесів на межових поверхнях. Взаємозалежність фізико-механічних процесів і нестационарність гранично-контактних умов приводить до постави неklasичних крайових задач, методи розв'язання яких поки що недостатньо розвинені.

**Основна частина.** Математична модель в узагальнених змінних в задачах нестационарної теплопровідності для складеної системи з неідеальним тепловим контактом на стиках має вигляд:

$$\begin{cases} \alpha_2 \frac{\partial T_v(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=1} = R_{v,v+1}^* [T_{v+1}(0, Fo) - T_v(1, Fo)]; \\ \frac{\partial T_v(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=1} - \mu_{v+1,v} \frac{\partial T_{v+1}(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=0} = f_2(Fo), \end{cases} \quad (1)$$

де  $\beta_v = \frac{a_v}{a_0} \cdot \frac{R_0^2}{R_v^2}$ ;  $\beta_v^* = \beta_v \frac{R_v^2}{\lambda_v}$ ;  $\mu_{v+1,v} = \frac{\lambda_{v+1}}{\lambda_v} \cdot \frac{R_v}{R_{v+1}}$ ;  $R_{v,v+1}^* = \frac{R_v}{R_{v,v+1} \cdot \lambda_v}$ ,

з урахуванням безрозмірних параметрів

$$Fo = \frac{a_0}{R_0^2} \tau; \quad x = \frac{x_v}{R_v}; \quad Bi_0 = \frac{\alpha_0^*}{\lambda_1} R_1; \quad Bi_1 = \frac{\alpha_1^*}{\lambda_m} R_m, \quad (2)$$

де  $a_0, R_0$  – деякі довільні параметри: коефіцієнт теплопровідності і лінійний розмір.

При  $\alpha_2 = 0, f_2(Fo) = 0$  умова (1) відповідає умовам ідеального теплового контакту на стиках шарів; при  $\alpha_2 = 1, f_2(Fo) = \omega_{v,v+1}^*(Fo) = \frac{R_v}{\lambda_v} \omega_{v,v+1}(R_v, Fo)$  – умова (1) відповідає

умовам неідеального теплового контакту; при  $\alpha_2 = 0, f_2(Fo) = A_{v,v+1} \frac{\partial T_{v+1}(x, Fo)}{\partial Fo} \Big|_{x=0}$

$A_{v,v+1} = \frac{\delta_{v,v+1} R_v}{R_0^2} \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda_v} \cdot \frac{c_{v,v+1}}{c_0}$  умова (1) відповідає умовам неідеального теплового контакту у вигляді теплової ємності.

Потужність внутрішніх джерел тепла являє собою суперпозицію потужності джерел тепла, які є наслідком дії на конструкцію полів різної фізичної природи [9, 12, 13]:

$$w_{v,j}(x, Fo) = \sum_{j=1}^N \Theta_{v,j}(x, Fo), \quad (3)$$

де  $N$  – кількість взаємодій.

Для розв'язку нелінійних задач теплопровідності пропонують зведення цих задач до комбінації лінійних [14]. Розв'язок визначає розподіл температури у нестационарному тепловому режимі:

$$T_v(x, Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_n [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n] g_r^{(n)}(Fo) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{g_r(p_k)}{\Psi'(\varphi_n, p_k)} Q[p_k, \mu_{n,r}^v(x)] \exp(-\gamma^2 Fo) \right\} + z_v^*(x, Fo),$$

де  $z_v^*(x, Fo) = \sum_{n=0}^{\infty} \beta_v^n \frac{Fo^n}{n!} \varphi_v^{(2n)}(x) + \beta_v^* \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\beta_v^n}{n!} \int_0^{Fo} (Fo - \Theta)^n \frac{\partial^{2n}}{\partial x^{2n}} w_v(x, \Theta) d\Theta. \quad (4)$

$g_r(Fo)$  – компоненти впливу, які формуються за рахунок граничних умов та умов неідеального теплового контакту на стиках шарів [12]. Також розв'язок (4) дозволяє виділити квазістационарний

$$T_v(x, Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_n [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n] g_r^{(n)}(Fo) \right\} \quad (5)$$

і регулярні режими нагріву



$$T_v(x, Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_n [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n] g_r^{(n)}(Fo) + \frac{\bar{g}_1(P_1)}{\Psi'(q_n, P_1)} Q [\mu_{n,r}^v(x), P_1] \exp(-\gamma^2 Fo) \right\}. \quad (6)$$

Розв'язок (4) можливо використовувати для визначення температурних полів багат шарових тіл та для розв'язку обернених задач теплопровідності (ОЗТ) [9, 11].

Розв'язок ОЗТ полягає у визначенні граничних умов теплообміну (температура поверхні, тепловий потік, що підводиться, коефіцієнти тепловіддачі), у визначенні параметрів тепловиділення та визначенні теплофізичних характеристик матеріалів шарів по експериментальним замірам температур по перетину багат шарових тіл.

У табл. приведені результати розрахунку товщини багат шарової системи пластин з неідеальним тепловим контактом у вигляді теплової ємності. У якості максимально допустимих у розрахунках приймалися значення температури, отриманні із розв'язку прямої задачі теплопровідності у точках  $x_v = 0,5$  при початкових даних:

$m = 2; a_0 = h_1 = M_1 = 1; a_1 = h_0 = M_0 = 0; a_1 = 0,90864 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 93,04 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{град}); \lambda_2 = 116,3 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{град}); \lambda_{1,2} = 116,3 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{град}); f_1(Fo) = 0,0025 \cdot Fo + 0,0075 \cdot (Fo)^3 - 0,00025 \cdot (Fo)^4; a_2 = 0,6945 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}; a_{1,2} = 0,46281 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$

Отриманні результати дозволяють оцінювати різноманітні сполучення параметрів багат шарової системи пластин, функції тепловиділення і при заданих функціонально-технічних обмеженнях керувати тепловим станом системи.

Таблиця

Визначення функції тепловиділення при управлінні тепловим режимом системи

Параметри системи	Вихідні дані для прямої задачі	Обмеження на параметри системи	Результати		
			1	2	3
$R_1, \text{ м}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$(1-4) \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$
$R_2, \text{ м}$	$5 \cdot 10^{-3}$	$(1-7) \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$1,9 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$
$\delta_{1,2}, \text{ м}$	$8 \cdot 10^{-3}$	$(5-9,5) \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$7,84 \cdot 10^{-4}$	$5,32 \cdot 10^{-4}$
Fo	22	0-25	23,8	23,4	23,4
M	11	-	13,25	9,74	9,57

Із розв'язку прямої задачі теплопровідності було знайдено зміну температури у

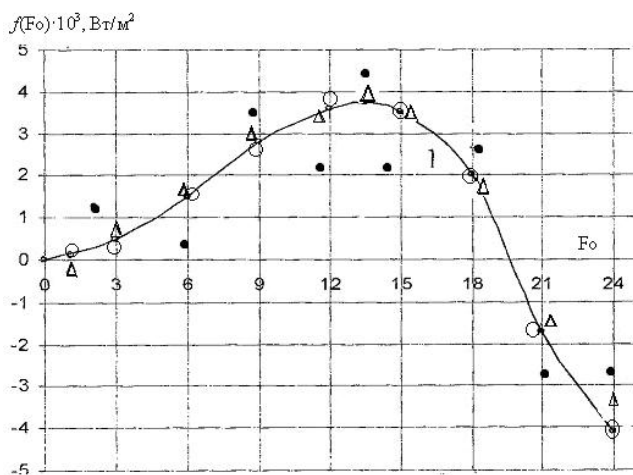


Рис. 1 – Відновлення функції тепловиділення:

- – розв'язок без регуляризації; ○ – помилки у експериментальній температурі при  $\epsilon = 5 \%$ ; Δ – при  $\epsilon = 10 \%$

точках  $x_v = 0,5$ . Визначення функції тепловиділення зазвичай пов'язано з реєстрацією експериментальної температури у певних точках системи двошарових пластин.

На рис. 1 приведені значення функції  $f_2(Fo)$  які задаються при розв'язку прямої задачі теплопровідності (суцільна лінія) і обчислена із розв'язку ОЗТ. Вихідна функція  $f_v^*(Fo)$  збуджувалася по закону  $f_v^*(Fo) = \bar{f}_v^*(Fo)(1+n_j \epsilon)$

( $\bar{f}_v^*(Fo)$  – детермінована температура,  $n_j$  – випадкове число, яке виробляється датчиком

випадкових чисел з нормальним законом розподілення,  $\varepsilon$  – збудження, що вноситься.

**Висновки.** Підставивши тепловий потік  $f_2(fo)$  і похідну від температури поверхні за часом, можна визначити параметри термічно тонкого шару між пластинами. При цьому припускалося, що експериментальні дані задані з похибкою  $\varepsilon = 2\%$  та  $\varepsilon = 5\%$ . Аналіз показує, що відновлена температура та температура, яку заміряли на внутрішній поверхні пластини практично співпадають, що підтверджує можливість апроксимації тонкої оболонки тепловою ємністю. Збіг відновлених теплових потоків, отриманих за використанням різних розв'язків граничних обернених задач теплопровідності свідчить про достовірність отриманих результатів. Отримані результати можна використовувати при дослідженні температурних режимів тонкостінних елементів конструкцій, а також при обробці експериментальних даних з метою визначення функції тепловиділення  $f_2(\tau)$  при терті. Методом послідовних інтервалів були виконані числові експерименти по відновленню експериментальної температури лінійною функцією за допомогою пакету програм Mathcad 13. Результати експерименту представлені на рис. 2.

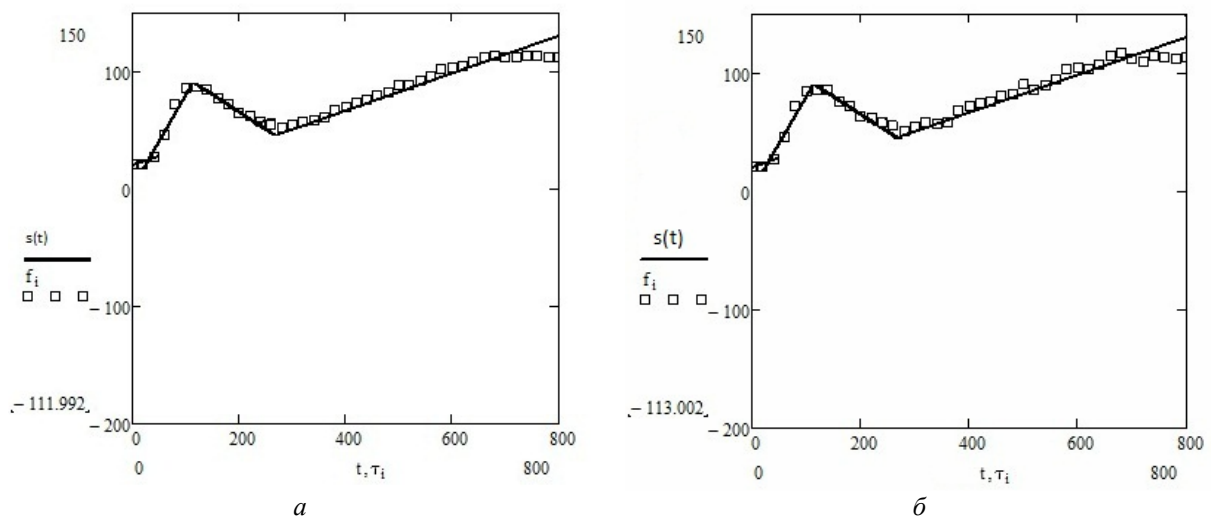


Рис. 2 – Результати експерименту:

*а* –  $\varepsilon = 2\%$ ; *б* –  $\varepsilon = 5\%$

( $s(t)$  – графік лінійної функції;  $f_i$  – експериментальна температура, що згладжена лінійно; перші похідні – константи)

**Список літератури:** 1. Алифанов, О.М. Обратные задачи как методологическая основа идентификации тепловых механических моделей [Текст] / О.М. Алифанов // 4-й Минский междуна. форум по тепло- и массообмену. – Минск, 2000. – Т. 3. – С. 3-13. 2. Мацевитый, Ю.М. Обратные задачи теплопроводности [Текст]: в 2-х томах / Ю.М. Мацевитый. – К.: Наук. думка, 2003. – Т.1. – 460 с; Т. 2.– 392 с. 3. Підстригач, Я.С. Умови теплового контакту твердих тіл [Текст] / Я.С. Підстригач. – доп. АН УРСР. – 1963. – № 7. – С. 872-874. 4. Підстригач, Я.С. Вибрані праці [Текст] / Я.С. Підстригач. – К.: Наук. думка, 1995. – 460 с. 5. Кушнір, Р.М. Ідентифікація температурних поля і напружень термочутливого циліндра за поверхневими деформаціями [Текст] / Р.М. Кушнір, А.В. Ясинський // Фіз.-хім. механ. матеріалів. – 2007. – № 6. – С. 55-61. 6. Чекурін, В.Ф. До ідентифікації параметрів багат шарових покривів за термопружними переміщеннями поверхні нагрівання [Текст] / В.Ф. Чекурін, Б.В. Процюк // Фіз.-хім. механ. матеріалів. – 2004. – № 1. – С. 7-15. 7. Яцків О.І. Деякі підходи до розв'язання задачі нагріву суцільного пружного циліндра за нестационарної граничної умови [Текст] / О.І. Яцків, Р.М. Швець, В.Я. Бобик // Прикл. проблеми механ. і матем. – 2007. – Вип. 5. – С. 186-194. 8. Бек Дж. Некорректные задачи теплопроводности [Текст] / Дж. Бек, Б. Блакуэлл, Ч. Сент-Клэр мл. – М.: Мир, 1989. – 312 с. 9. Веселовский, В.Б. Расчет температурных полей и восстановление граничных условий для составных элементов конструкций [Текст] / В.Б. Веселовский, А.В. Берлов, В.В. Никуленко // Металлургическая

теплотехника. Национальная металлургическая академия Украины: Сб. науч. трудов. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 238-249. **10.** *Веселовский, В.Б.* Решение задач теплопроводности для многослойных сред при неидеальном тепловом контакте [Текст] / В.Б. Веселовский // Тезисы докладов 2 Республиканской конференции. Выч. матем. в современном научно-тех. прогрессе. – К.: Наук. думка, 1978. – С. 51. **11.** *Веселовский, В.Б.* Решение прямых задач теплопроводности для многослойных пластин и построение алгоритмов восстановления граничных условий [Текст] / В.Б. Веселовский // Тезисы докладов 2 Республиканского симпозиума по дифференциальным и интегральным уравнениям. – О.: Одесский гос. ун-т, 1978. – С. 43-44. **12.** *Веселовский, В.Б.* Решение задач нестационарной теплопроводности для многослойных плоских тел с неидеальным тепловым контактом: [Текст] / В.Б. Веселовский // Прикладные вопросы аэродинамики летательных аппаратов. – К.: Наук. думка, 1984. – С. 140-144. **13.** *Веселовский, В.Б.* Математическое моделирование влияния полей различной физической природы на тепловые режимы элементов конструкций [Текст] / В.Б. Веселовский // Техническая механика. – 1993. – Вып. 1. – С. 114-117. **14.** *Веселовский, В.Б.* Метод последовательных интервалов в исследовании теплофизических процессов [Текст] / В.Б. Веселовский // Металлургическая теплотехника. Национальная металлургическая академия Украины: Сб. науч. трудов. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 225-265.

*Надійшла до редколегії 23.01.13*

УДК 536.2

**Дослідження та відновлення функції тепловиділення в вузлах тертя за температурними даними** [Текст] / **В.Б. Веселовський, Р.О. Самунь** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 125-130. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлена математическая модель в задачах нестационарной теплопроводности для системы с неидеальным тепловым контактом на стыках в обобщенных переменных. Целью данного исследования есть разработка математических моделей узлов трения и определение параметров тепловыделения из решения обратных задач теплопроводности по температурным данным. Полученные результаты позволяют оценить разнообразные сочетания параметров многослойной системы пластин, функций тепловыделения, а также управлять тепловым состоянием системы. Приведены результаты вычислительных экспериментов.

**Ключевые слова:** теплопроводность, узлы трения, фрикционное взаимодействие, нелинейная обратная задача, физико-механические свойства, краевые условия теплообмена.

A mathematical model of the generalized variables in non stationary heat conduction for system with imperfect thermal contact at the joints is presented. The purpose of this study is the development of mathematical models of friction units and dimensioning of heat release from the solution of inverse heat conduction problems. The Obtained results allow us to estimate a varied combinations of the parameters multilayer system of plates, heat release functions, and control the thermal state of the system. Results of computational experiments are given.

**Keywords:** thermal conductivity, friction units, frictional interaction, non-linear inverse problem, the physical and mechanical properties, heat transfer boundary conditions.

УДК 621.18

**А.О. КАПУСТЯНСЬКИЙ**, аспірант Національного університету «Львівська політехніка»

## **ДИНАМІКА ЗМІНИ ЯКОСТІ ТВЕРДОГО ПАЛИВА, ЩО НАДХОДИТЬ НА ТЕС**

Розглядається тенденція зміни теплотехнічних характеристик твердого палива, що надходить на електростанції України. Доводиться пріоритетна роль використання непроєктного твердого палива власних родовищ на довготривалу перспективу.

**Ключові слова:** непроєктне тверде паливо, теплотехнічні характеристики палива, вологість, зольність, калорійність.

### **Вступ**

Енергетика України є розвинутою галуззю, яка забезпечує функціонування всього народногосподарського комплексу. Дані щодо запасів власних енергоресурсів дозволяють розглядати вугілля як єдиний енергоносіє, запасами якого наша держава забезпечена на тривалий період. Також слід зазначити, що якість твердого палива, що надходить на теплові електростанції (ТЕС) та теплоелектроцентралі (ТЕЦ) України постійно погіршувалась, а з підвищенням тарифів на транспортування все частіше конкурентоспроможними є місцеві паливні енергоресурси [1].

Тому, для теплової енергетики сформувалось актуальне завдання пошуку шляхів, що забезпечать ефективне спалювання широкого спектру непроєктного твердого палива (НТП) в потужних енергетичних котлах з прийнятними техніко-економічними показниками їх роботи, та собівартістю виробленої електроенергії.

### **Мета роботи та задачі дослідження**

Метою роботи є визначення впливу якості твердого палива на ефективність роботи та техніко-економічні показники енергоблоків ТЕС та котлів ТЕЦ, розроблення методів та технологій з метою досягнення оптимальної роботи котельного устаткування, практичне обґрунтування можливості підвищення енергоефективності паливневих установок при активації молекул-реагентів реакції горіння від сторонніх чинників, виконання сучасних екологічних вимог, мінімізації капітальних і експлуатаційних витрат.

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішувались такі задачі:

- аналіз технічного стану, проблем та перспектив розвитку як ТЕС та ТЕЦ зокрема, так і вугільної теплоенергетики України в цілому;
- аналіз тенденцій зміни якісних показників палива, що поступає на електростанції та характер їх впливу на обладнання;
- проведення аналізу існуючих методів спалювання твердого палива і основних проблем, що виникають при його енергетичному використанні та пошук шляхів їх ефективного вирішення;
- проведення теоретичного обґрунтування впливу калорійності, зольності та вологості та інших теплотехнічних характеристик палива на надійність та ефективність роботи енергоблоків ТЕС та котлів ТЕЦ;
- проведення теоретичного та практичного обґрунтування впливу характеристик палива та технічних факторів на утворення механічного недопалу і, як наслідок, ефективність роботи енергоблоків ТЕС та котлів ТЕЦ.

© А.О. Капустянський, 2013

Поштовхом до значного використання НТП став перехід високореакційного палива із статусу дешевого та доступного в статус дорогого та імпортованого (див. рис. 1). Об'єкти ТЕС та ТЕЦ спроектовані в основному для спалювання антрацитового штибу (АШ) в наш час отримують непроектне місцеве тверде паливо.

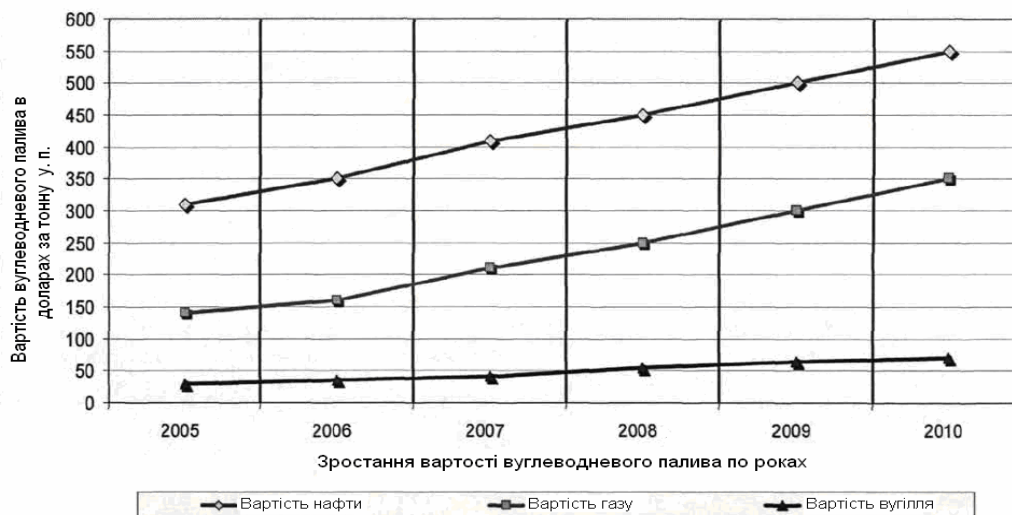


Рис. 1 – Енергоціна вуглеводневого палива (статистичні дані)

Швидкий розвиток паливно-енергетичного комплексу (ПЕК) України базується на органічному паливі, – перш за все вугіллі власного видобутку. Роль НТП в паливно-енергетичному балансі нашої держави стає все більш суттєвою, і в перспективі непроектне вугілля стане основним серед твердих органічних палив, що спалюють на ТЕС та ТЕЦ [2]. Наша держава володіє суттєвими запасами низькосортного палива, в першу чергу бурого вугілля у Дніпровському та Львівсько-Волинському басейнах та високозольного антрациту у Донецькому, тому постає необхідність відстежувати тенденцію зміни якісних характеристик палива впродовж останніх років.

Перехід на використання у «великій» енергетиці НТП на основі традиційних шляхів підготовки і спалювання пов'язаний із конкретними та дуже вагомими труднощами. Наявні в котлоагрегатах напіввідкриті паливні (для камерного спалювання вугілля) недостатньо пристосовані для ефективного спалювання непроектного вугілля з високою вологістю, зольністю та великим вмістом дрібної фракції, що призводить до зниження економічності процесу генерації електричної енергії на ТЕС та ТЕЦ, де використовується технологія факельного спалювання. Як показують балансові дослідження випробувань котлів, спалювання несортваного вугілля в напіввідкритих паливнях пов'язане із понаднормативними тепловими втратами і в першу чергу з механічним недопалом, рівень якого досягає (15–30) % [3].

Згідно з [4] за своїми якісними характеристиками тверде паливо можна класифікувати наступним чином:

- паливо високовологе – тверде паливо з високим вмістом вологи, приведена (на 1000 ккал/кг) волога якого більше 8 %;
- паливо високозольне – тверде паливо з високим вмістом золи та різних гірничих домішок, приведена (на 1000 ккал/кг) зольність якого більша 10 %;
- паливо низькосортне – тверде паливо, що характеризується високою зольністю і/чи вологістю, з нижчою тепловою згоряння менше 3500 ккал/кг (15 МДж/кг).

### Результати досліджень

В результаті тривалої виробітки шахт, значного спрацювання вугільних басейнів, переходу на механізоване вуглевидобування, погіршення геологічно-гірничих умов видобування, якісні характеристики твердого палива більшості вугільних басейнів України погіршились. Загальне зниження якісних характеристик вугілля спричинене комплексним процесом, обумовленим зростанням його баласту [5]. Найбільш наглядно характер зміни якості вугілля простежується в останні роки у Львівсько-Волинському та Донецькому вугільних басейнах нашої держави.

За своїми реакційними властивостями антрацит та пісне вугілля належать до категорій найбільш інертних твердих видів палива, а відповідно до числа важких для спалювання у зв'язку зі слабким розвитком пористої структури і малим вмістом летких речовин, низькою реакційною здатністю і необхідністю тонкого помелу, низькою розмельною здатністю і великою абразивністю, високою температурою займання [6].

Труднощі при спалюванні вищевказаного вугілля, що надходить на ТЕС та ТЕЦ України, ускладнюються погіршенням його теплотехнічних характеристик в порівнянні з проектними показниками, що й можна спостерігати на рис. 2.

Очевидним є той факт, що середня нижча теплота згоряння вугілля ( $Q'_i$ ), що спалювалось на ТЕС та ТЕЦ у 1975 році коливалась в межах 5200–5400 ккал/кг, в той час як у 2010 році – 4700–4900 ккал/кг. Погіршення якості відбувалось, за рахунок збільшення середніх вологості ( $W'$ ) з (8–9) % у 1975 році до (10–11) % у 2010 році, та зольності ( $A'$ ) з (23–25) % у 1975 році до (26–28) % у 2010 році (див. рис. 2). Аналіз статистичних даних, зображених кривими на рисунку 2, констатує суттєве погіршення якості твердого палива протягом звітних 35 років.

В цілому сучасний стан вугільної промисловості України може бути охарактеризовано як суттєво складний. Не краща ситуація і з проблемою розвитку галузі. Розглянемо перспективу в 20–30 років. За минуле століття в Україні (в основному – в Донецькому басейні) добуто 9,4 млрд. тонн вугілля, тобто більше чверті наявних запасів. Майже повністю опрацьовані запаси антрацитів в Донецькій та Луганській областях, зменшився видобуток дефіцитного коксівного вугілля. Саме через такого роду причини на даний час відбувається погіршення теплотехнічних показників якості енергетичного вугілля [5, 6].

На найближчу перспективу потрібно зробити акцент на переважаюче видобування енергетично більш цінних марок вугілля і поступовий перехід на їх повне збагачення; облагородження низькосортного бурого і кам'яного вугілля; укрупнення дрібної вугільної фракції з метою переведення її в висококалорійний і зручний для споживання продукт.

Крім того близько 90 % енергоблоків ТЕС вичерпали розрахунковий ресурс – 100 тис. год, з них близько 65 % відпрацювали граничний ресурс – 200 тис. год, за найближчих 5–10 років більшість з останніх підійдуть до критично-допустимої межі в 300 тис. год.

Подача вугілля зі швидкозмінними характеристиками суттєво ускладнює організацію режиму горіння та змушує оперативний персонал забезпечувати надійну роботу котлів шляхом збільшення витрати газу чи мазуту на підсвічування факелу [7].

Тому стає зрозумілим, що в ПЕК України виникли важливі проблеми, пов'язані зі значним зниження якості твердого палива найбільших вугільних басейнів (Дніпровського, Львівсько-Волинського, Донецького), що створило суттєво нові умови експлуатації устаткування ТЕС та ТЕЦ, з необхідністю пошуку нових методів спалювання НТП.

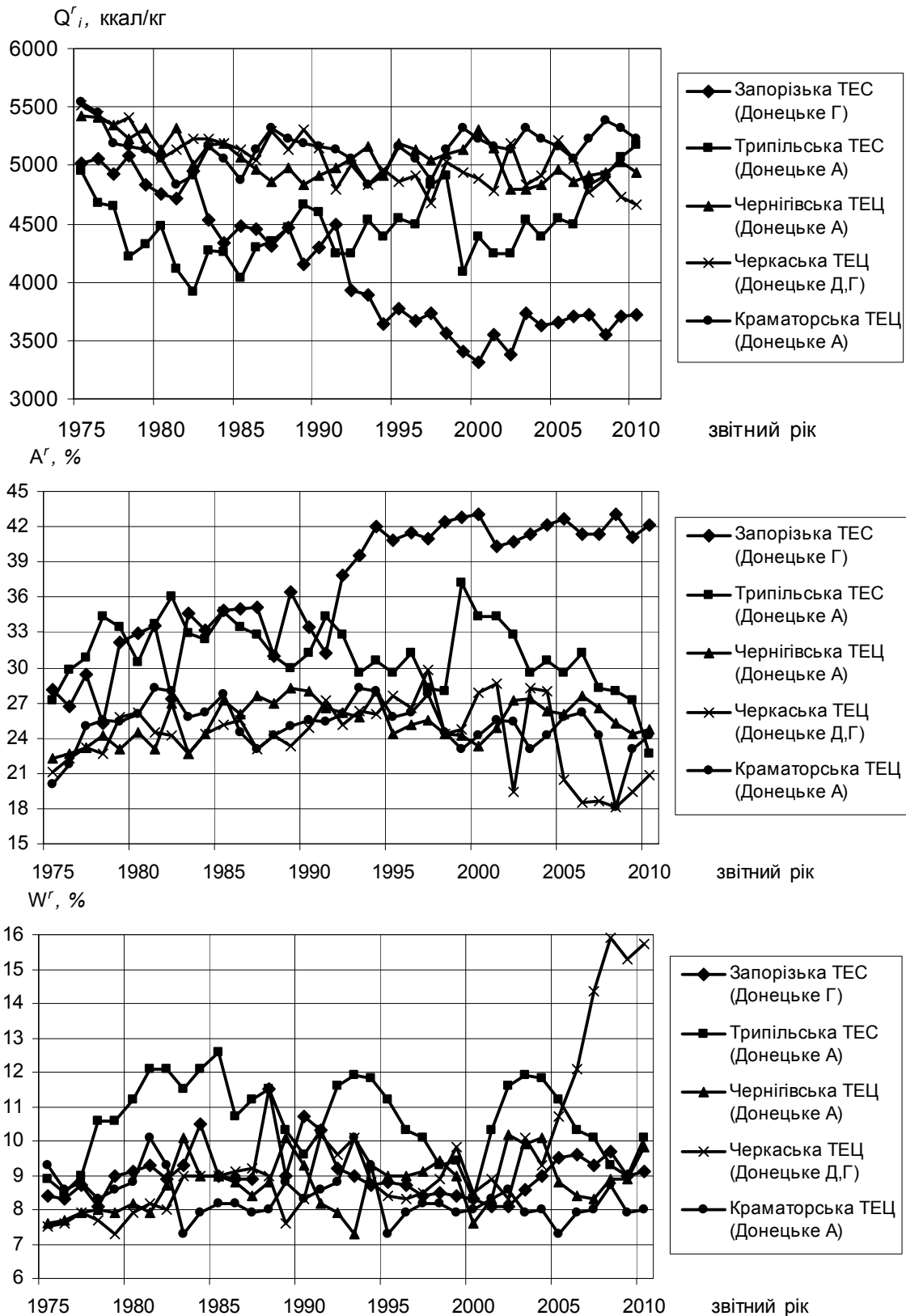


Рис. 2 – Показники якості вугілля, що спалювалось на ТЕС та ТЕЦ (статистичні дані):  
 А – антрацитове вугілля; Г – газове вугілля; Д – довгополум'яне вугілля

### Висновки

• На підставі аналізу ролі теплової енергетики в Україні, особливостей експлуатації ТЕС та ТЕЦ, їх технічного стану і паливної бази обґрунтована необхідність диференційованої модернізації електростанцій з переважним використанням НТП власних вуглевидобувних басейнів.

• Показано, що в останні роки труднощі спалювання вугілля ускладнюються значним погіршенням його якості. За 35-ти літній період якість твердого палива в порівнянні з його проектними показниками змінилась наступним чином: відбулось збільшення робочих вологості з (8–9) % у 1975 році до (10–11) % у 2010 році, та зольності з (23–25) % у 1975 році до (26–28) % у 2010 році, зниження калорійності склало 400–600 ккал/кг протягом 1975–2010 років.

• Встановлено, що погіршення якості вугілля веде до зниження номінальної потужності котлів, погіршення роботи паливopoдaчі, збільшення тепловтрат і, як наслідок, зниження економічності роботи ТЕС та ТЕЦ.

• На основі проведеного аналізу обґрунтовано вибір напрямку роботи ПЕК, який полягає в дослідженні впливу технічного стану обладнання, впливу якості палива та режимних факторів на ефективність роботи енергоблоків ТЕС та котлів ТЕЦ. При цьому потрібно розробити нові схеми та способи роботи котлів, які дозволили б підвищити ефективність експлуатації з паливом погіршеної якості за рахунок зменшення втрат теплоти з механічним недопалом.

**Список літератури:** 1. Праховник, А. Енергозбереження – нетрадиційний погляд та інша стратегія [Текст] / А. Праховник // Енергетика та електрифікація. – 2008. – № 4. – С. 30–32. – ISSN 0424-9879 2. Белосельский, Б. Комплексное использование топлива и новые источники энергии [Текст] / Б. Белосельский – М.: МЭИ, 1992. – 218 с. 3. Дрьомін, В. Аналіз витрат палива блоками стратегія [Текст] / В. Дрьомін, Г. Костенко, О. Згуровець // Проблеми загальної енергетики. – 2008. – № 18. – С. 7–15. – ISSN 1562-8965 4. ГКД 34.20.507-2003 Технічна експлуатація електричних станцій і мереж [Текст]: Правила. – К.: ОЕП «ГРІФЕ», 2003. – 597 с. 5. Макаров, В. Аналіз стану засмічення вугілля в процесі його видобування [Текст] / В. Макаров // Проблеми загальної енергетики. – 2008. – № 17. – С. 78–82. 6. Капустянський, А. Підвищення ефективності і надійності режимів роботи котла ТПП-210А Трипільської ТЕС з новою модернізованою НРЧ [Текст] / А. Капустянський, Й. Мисак, І. Токарев // Вісник НУ «ЛП» «Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація». – 2011. – № 712. – С. 3–11. – ISSN 0321-0499 7. Капельсон, Л. Организация и проведение опытного сжигания непроектного топлива [Текст] / Л. Капельсон // Электрические станции. – 2001. – № 5. – С. 16–21.

Надійшла до редколегії 21.01.13

УДК 621.18

**Динаміка зміни якості твердого палива, що надходить на ТЕС [Текст] / А.О. Капустянський // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 13(987). – С. 131–135. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.**

Рассматривается тенденция изменения теплотехнических характеристик твердого топлива, поступающего на электростанции Украины. Доказана приоритетная роль использования непроектного твердого топлива собственных месторождений на долгосрочную перспективу.

**Ключевые слова:** непроектной твердое топливо, теплотехнические характеристики топлива, влажность, зольность, калорийность.

Considered a trend change thermotechnical characteristics of solid fuel that supplied to power stations in Ukraine. Proved priority of using of non-project solid fuels their own fields for the long term.

**Keywords:** non-project solid fuel, thermotechnical characteristics of fuel, moisture, ash content, calorific value.



УДК 658.264

*А.А. КЛИМЧУК*, канд. техн. наук; доц. Одесского национального политехнического университета;

*А.Н. ШРАМЕНКО*, аспирант Одесского национального политехнического университета

## МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССОВ РАЗРЯДКИ В КАНАЛАХ АККУМУЛЯТОРОВ ТЕПЛА НА ОСНОВЕ ТВЕРДЫХ МАТЕРИАЛОВ

В работе рассмотрена современная проблема энергетики – выравнивание суточного потребления электроэнергии за счет ночного аккумулирования тепла. Проведено моделирование процессов разрядки твердых аккумуляторов тепла из плоскими вставками.

**Ключевые слова:** аккумуляторы тепла, интенсификация теплообмена, лучевоспринимающие вставки, поверхность теплообмена, тепловой поток.

### Введение

Одной из проблем современной энергетики является выравнивание нагрузки потребления электроэнергии в течении суток. По большей мере это связано с ночными провалами энергопотребления в коммунальном секторе. Существует много программ, направленных на решение этого вопроса, одной из них является введение двух и трехтарифных счетчиков электроэнергии с существенным снижением стоимости в ночное время. Однако прямое использование электроэнергии в ночное время суток не позволяет в значительной мере решить вопрос выравнивания энергопотребления в течении суток, другое дело если перенести суточное потребление энергии на ночной период. Это можно решить за счет аккумулирования энергии. Однако аккумулирование электрической энергии требует значительных капиталовложений и эксплуатационных издержек (срок службы аккумуляторов электрической энергии, как правило, не более 10 лет). Другим направлением решения данного вопроса может быть использование электроэнергии (по ночному тарифу) для нужд теплоснабжения здания за счет использования аккумуляторов тепла. В отличие от электрических аккумуляторов – тепловые имеют гораздо больший срок службы.

На современном рынке теплоснабжения уже имеются различные типы аккумуляторов тепла. Эти аккумуляторы могут быть как локальными так и централизованными. Применение локальных (устанавливается в каждой комнате) аккумуляторов тепла практически сузило круг используемых аккумулируемых сред к твердым огнеупорным материалам. Одной из задач повышения эффективности использования таких аккумуляторов тепла является интенсификация процесса разрядки.

**Цель работы** – провести анализ различных методов интенсификации процессов разрядки аккумуляторов тепла и определить пути усовершенствования аккумуляторов тепла на основе твердых материалов.

В процессе разрядки аккумулятора тепла происходит теплообмен между стенками прямоугольного канала и воздухом. В этом случае имеет место вынужденная конвекция в относительно коротких каналах.

Количество тепла, отданного аккумулирующим материалом воздуху, Вт

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t. \quad (1)$$

Критериальное уравнение в этом случае согласно [1] имеет вид

$$\text{Nu} = 0,022 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \varepsilon_L, \quad (2)$$

где  $\varepsilon_L$  – поправочный коэффициент. Согласно [1]

$$\varepsilon_L = 1,38 \left( \frac{l}{d_{\text{экв}}} \right)^{-0,12}. \quad (3)$$

Отсюда так же следует, что по мере увеличения длины канала коэффициент теплоотдачи уменьшается.

Так как теплообмен происходит на участке тепловой и гидродинамической стабилизации, главное термическое сопротивление оказывает пограничный слой, образующийся в пристенной области. При этом ядро потока в теплообмене не участвует, а все изменения температуры сосредотачиваются в этом пограничном слое. Чем меньше толщина теплового пограничного слоя, тем более интенсивно протекает теплоотдача. Т.е. коэффициент теплоотдачи уменьшается от максимального на начальном участке канала, до минимального, соответствующего теплообмену в термически стабилизированной области.

#### **Факторы, влияющие на теплообмен. Способы интенсификации**

Один из способов интенсификации теплообмена – повышение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  путём увеличения турбулентных пульсаций в пристенном слое [2], т.к. именно в нём срабатывает (60–70) % располагаемого температурного напора стенка – воздух. Для этого возможны следующие методы:

1) увеличение скорости движения воздуха. Приводит к общей турбулизации потока и уменьшению толщины теплового пограничного слоя;

2) разрушение или искусственная турбулизация пристенного пограничного слоя за счёт применения искусственной шероховатости или чередующихся выступов. Чтобы рост конвективного теплообмена опережал рост аэродинамического сопротивления необходимо использовать турбулизаторы с хорошо обтекаемыми профилями, например, поперечные кольцевые выступы;

3) создание вихревых структур путём закрутки потока при помощи лент и шнеков в каналах. В результате действия центробежных сил на периферию винтовых вихрей, т.е. к горячим стенам канала, отбрасывается более холодный воздух, а в центре собирается более горячий с меньшей плотностью.

Варианты 2 и 3 наиболее эффективны, однако приводят к значительному росту аэродинамических сопротивлений и относительно труднореализуемы в техническом плане.

Также увеличить количество тепла, отдаваемого от стенки к воздуху можно увеличением поверхности теплообмена. Добиться этого можно использованием лучевоспринимающих вставок внутри канала. При этом часть тепла излучением передаётся от стенки аккумулирующей насадки к вставке, а она, в свою очередь, участвует в конвективном теплообмене с воздухом как дополнительная поверхность.

Лучевоспринимающие вставки должны обеспечивать:

1) приближения ядра потока с максимальной турбулентностью к поверхности теплообмена с наибольшей температурой;

2) достаточное увеличение дополнительных поверхностей нагрева при незначительном сокращении проходного сечения;

3) равномерное распределение дополнительных поверхностей нагрева по всему сечению канала и их участие в лучистом теплообмене со стенками канала;

4) высокий конвективный теплообмен с воздухом при умеренном увеличении аэродинамических сопротивлений.

Этим требованиям лучше всего отвечают плоские вставки [3]. При использовании одной плоской вставки сечение для прохода воздуха уменьшается на 5,8 % а площадь теплообмена с воздухом возрастает на 47,2 %, при использовании крестовины проходное сечение уменьшается на 11,3 % а поверхность теплообмена увеличивается уже на 88,9 %. Уменьшение эквивалентного диаметра вследствие разбивки канала на части также приводит к возрастанию коэффициента теплоотдачи. При этом возможны два варианта расположения крестообразных вставок: прямо и по диагонали.

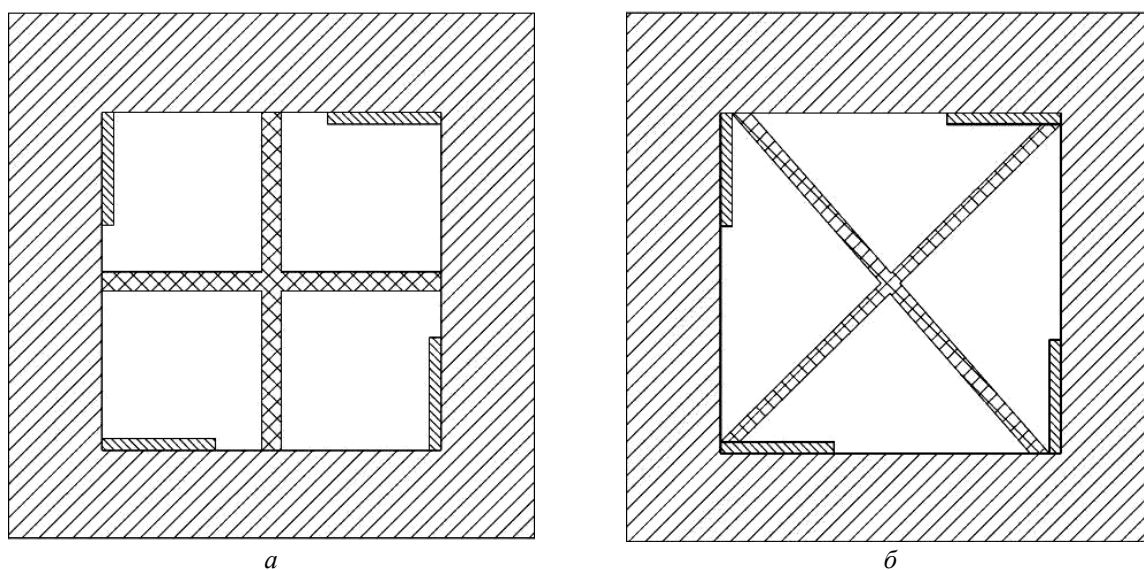


Рис. – Исследуемые модели канала аккумулятора тепла:  
а – крестообразные вставки, б – вставки расположенные по диагонали

Исследования теплообмена в не круглых каналах разного профиля [4] показали, что влияние угловых зон прямоугольных каналов на конвективный теплообмен очень мало. А в «острых» угловых зонах треугольных каналов образуются застойные зоны, в которых коэффициент теплоотдачи на 18 % меньше, чем в круглой трубе. Поэтому целесообразнее использовать прямую крестообразную вставку. Моделирование процесса разрядки с крестообразными вставками различных расположений в канале показало увеличение процесса теплоотдачи в варианте с диагональной установкой вставки.

#### Выводы

В работе проведено исследование существующих методов интенсификации процесса разрядки аккумуляторов тепла с использованием огнеупорных материалов. По результатам исследования составлены модели и проведены расчеты наиболее эффективных расположений вставок в канале аккумуляторов тепла.

Результаты моделирования показали:

- использование таких вставок приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи на 12 %, а поверхность теплообмена увеличивается на 88,9 %;
- величина теплового потока от стенок к воздуху с применением вставок увеличивается в 2 раза, аэродинамическое сопротивление возрастает в 3 раза. При

достигении того же результата простым увеличением скорости воздуха, сопротивление увеличивается в 5 раз;

– при моделировании процесса разрядки аккумуляторов тепла на основе твердых материалов обнаружено противоречие с результатами существующих работ.

**Список литературы:** 1. *Исаченко, В.П.* Теплопередача [Текст]: учеб. для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомёл. – 3-е изд.; перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975. – 488 с. 2. *Селиверстов, В.М.* Термодинамика, теплопередача и теплообменные аппараты [Текст]: учеб. для институтов водн. трансп / В.М. Селиверстов, П.И. Бажан. – М.: Транспорт, 1988. – 287 с. 3. *Димитров, А.Д.* Высокотемпературный рекуперативный нагрев воздуха для промышленных печей: Дис. ... канд. техн. наук / А.Д. Димитров // ОПИ. – Одесса, 1969. – 181 с. 4. *Павловский, В.Г.* Интенсификация конвективного теплообмена в некруглых каналах [Текст] / В.Г. Павловский // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2005. – № 6. – С. 85-88.

*Поступила в редколлегию 18.01.13*

УДК 658.264

**Методы интенсификации процессов разрядки в каналах аккумуляторов тепла на основе твердых материалов** [Текст] / **А.А. Климчук, А.Н. Шраменко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 136-139. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

В роботі розглянуто сучасна проблема енергетики – вирівнювання добового споживання електроенергії за рахунок нічного акумулювання тепла. Проведено моделювання процесів розрядки твердих акумуляторів тепла із плоскими вставками.

**Ключові слова:** акумулятори тепла, інтенсифікація теплообміну, променесприймаючі вставки, поверхня теплообміну, тепловий потік.

In work the modern problem of power – alignment of daily electricity consumption at the expense of night accumulation of heat is considered. Modeling of processes of a discharge of firm accumulators of heat with flat inserts is carried out.

**Keywords:** heat accumulators, heat exchange intensification, radiation inserts, heat exchange surface, thermal stream.

УДК 539.3:621.22

*А.А. ВОДКА*, аспирант НТУ «ХПИ»;

*А.И. ТРУБАЕВ*, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

### МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСА БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС ГИДРОТУРБИН

Разработана методика оценки ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин. Проведен анализ собственных колебаний ротора, а также определены нагрузки, действующие на рабочее колесо, и вызванное ими напряженно-деформированное состояние болтовых соединений на переходных режимах работы гидроагрегата. Получены численные значения ресурса для болтового соединения гидротурбины ПЛ40-В700.

**Ключевые слова:** ресурс, болтовое соединение, гидротурбина, многоцикловая усталость.

**Введение.** Болтовые соединения широко используются в технике, в том числе гидротурбиностроении, и являются одним из наиболее распространенных способов разборного соединения деталей машин. Широкий спектр применения болтовых соединений ставит задачу о рациональном выборе их типоразмеров и конструкций. В библиографической статье [1] приведены ссылки более чем на 700 работ (опубликованных в период с 1990 по 2002 год), которые посвящены проблемам расчета, проектирования и использования резьбовых соединений. Несмотря на широкое раскрытие вопроса, проблемы анализа прочности и прогноза надежности болтовых соединений остаются актуальными. Эксплуатация болтовых соединений гидротурбин связана с рядом особенностей: наличием коррозионной среды (воды), существенной предварительной затяжкой, значительными напряжениями, возникающие вследствие действия крутящего момента и динамического гидравлического усилия на валу турбины. Следует отметить, что гидротурбины активно используются в процессе регулирования суточных пиков потребления, так как время выхода гидроагрегата (ГА) на рабочий режим составляет несколько минут, что делает ГА подходящим инструментом в решении такой задачи, однако это в свою очередь приводит к числу пусков/остановок, превышающему проектные значения. Отказы болтовых соединений зачастую носят постепенный характер и вызваны коррозионно-усталостными процессами (рис. 1).

**Постановка задачи.** Адекватная оценка ресурса болтовых соединений является актуальной задачей, представляющей практический интерес. Поэтому целью работы является создание методики прогнозирования ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин.

**Методика оценки ресурса.** Авторами в последние несколько лет ведутся исследования по моделированию напряженного состояния и оценке ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин. На основе серии работ, посвященной данной тематике [2–7], удалось сформулировать методику оценки ресурса таких соединений (рис. 2), включающей в себя следующие этапы:

**ШАГ 1.** Построение полной 3D модели ротора ГА без учета болтового соединения.

**ШАГ 2.** Определение собственных частот и форм колебаний ротора ГА.

**ШАГ 3.** Выявление зависимости от времени крутящего момента  $M(t)$  и осевого усилия  $P_{oc}(t)$  на валу ГА на переходных режимах (пуск/остановка/сбросы нагрузки/переход в режим синхронного компенсатора и др.).

---

© А.А. Водка, А.И. Трубаев, 2013



Рис. 1 – Болты крепления рабочего колеса гидротурбины (M110×4) после эксплуатации в течение 30 лет

Для реализации этого этапа существует два способа: а) с помощью натуральных замеров соответствующих параметров на реальном ГА (такой способ подходит для оценки ресурса уже находящегося в эксплуатации ГА), либо масштабированием ранее полученных экспериментальных данных для подобных турбин и перенесением их на исследуемый ГА; б) определение крутящего момента  $M(t)$  и осевого усилия  $P_{oc}(t)$  на валу ГА на переходных режимах путем математического моделирования.

**ШАГ 4.** Проведение спектрального анализа зависимостей  $M(t)$  и  $P_{oc}(t)$  и сопоставления их частот с собственными

частотами ротора ГА.

**ШАГ 5.** Если частоты нагружения значительно ниже собственных частот ротора, полученных на шаге 2, то задачу об определении динамического напряженно-деформированного состояния (ДНДС) можно рассматривать в квазистатической постановке (т.е. как последовательность статических задач; коэффициент динамичности такой системы близок к единице). Далее переходим к шагу 6. Если же частоты нагружения сопоставимы с первой собственной частотой, то задачу об определении ДНДС необходимо рассматривать в полной постановке. Переходим к шагу 8.

**ШАГ 6.** Построение 3D модели фрагмента ротора ГА, содержащего исследуемое болтовое соединение. Модель болтового соединения выполняется с учетом контактного взаимодействия сопрягаемых деталей в области головки болта и в резьбе. Так же следует учесть в модели предварительную затяжку болтового соединения. Особое внимание следует уделить моделированию напряженного состояния под головкой болта и в резьбе, именно в этих местах наблюдаются наибольшие напряжения, а так же градиенты напряжений достигают наибольших значений.

**ШАГ 7.** Провести расчет ДНДС возникающего от действия  $M(t)$  и  $P_{oc}(t)$  в болтовом соединении в квазистатической постановке. Ожидаемые места наибольших напряжений: первый виток резьбы и галтель под головкой болта. Перейти к шагу 10.

**ШАГ 8.** Построить модель ротора ГА, содержащую исследуемое болтовое соединение. Модель должна быть выполнена с учетом контактного взаимодействия между сопрягаемыми деталями, так и в резьбе.

**ШАГ 9.** Провести расчет ДНДС возникающего от действия  $M(t)$  и  $P_{oc}(t)$  в болтовом соединении в динамической постановке. Ожидаемые места наибольших напряжений: первый виток резьбы и галтель под головкой болта.

**ШАГ 10.** Построение модели накопления повреждаемости при многоциклового усталости (линейная/нелинейная, детерминированная или вероятностная). При построении модели необходимо учесть влияние коррозионной среды (пресная вода), естественной деградации механических свойств материала, выбрать модель учета средних напряжений цикла.

**ШАГ 11.** Получение и обработка статистики об эксплуатации ГА, относительно числа переходных процессов в единицу времени. Определение математического

ожидания, дисперсии и корреляционной функции частоты переходных процессов.  
**ШАГ 12.** Определение ресурса и его вероятностных характеристик.

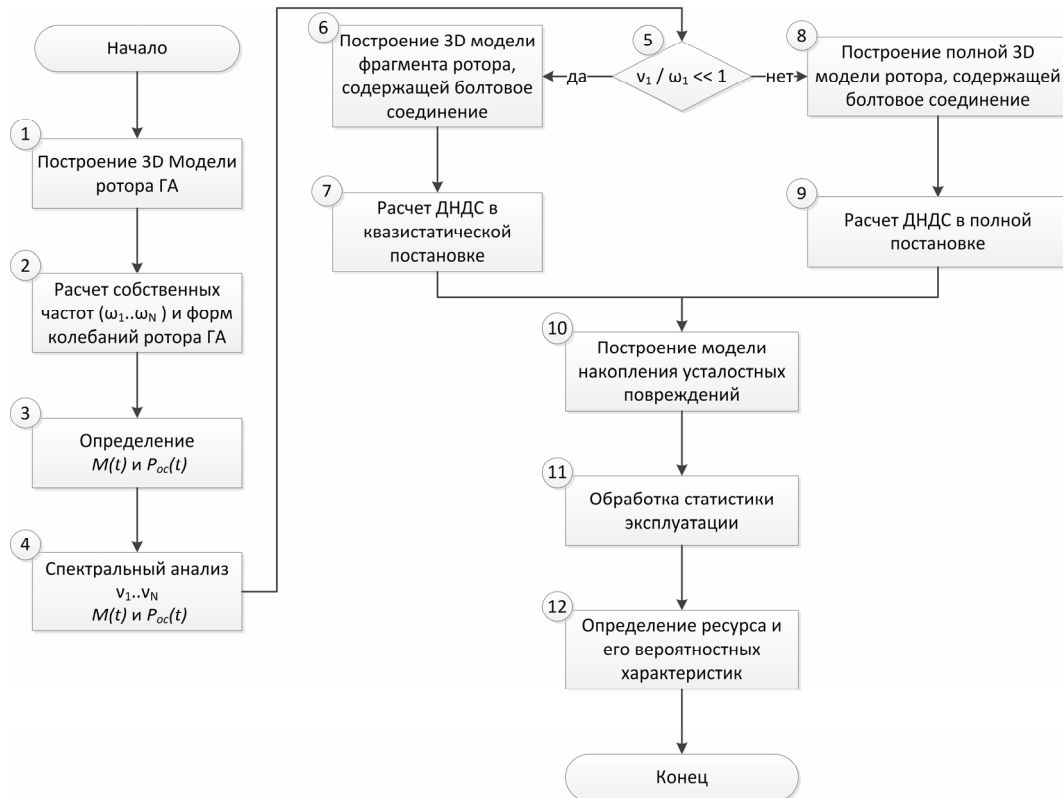


Рис. 2 – Блок схема методики оценки ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбины

**Применение методики** на примере болтовых соединений рабочего колеса гидротурбины ПЛ40-В700 (ДнепроГЭС-II). На первом шаге были построены геометрическая и конечно-элементная 3D модель ротора ГА (рис. 3а, б).

На шаге 2 были определены частоты и формы собственных колебаний с учетом и без учета кориолисовых сил (КС). Так на рис. 4 показаны первые 6 собственных форм, а в табл. – собственные частоты. Как видно из таблицы, влияние КС является незначительным, а первая собственная частота более чем в три раза превышает частоту вращения ротора, что свидетельствует о том, что при запуске/остановке ротор ГА не проходит через резонанс. Следует отметить, что частоты, приведенные в табл. выполнены без учета влияния присоединенной массы воды, поэтому их значения можно считать верхней оценкой частот реального ГА.

Таблица

Собственные частоты ротора гидротурбины

№	Частота, Гц		Расхождение, %	№ рис. 4
	без КС	с КС		
1	6.86	6.67	2.8	а
2	7.75	7.74	0.1	б
3	10.02	9.86	1.6	в
4	11.37	11.37	0.0	г
5	20.09	20.01	0.4	д
6	24.78	24.78	0.0	е

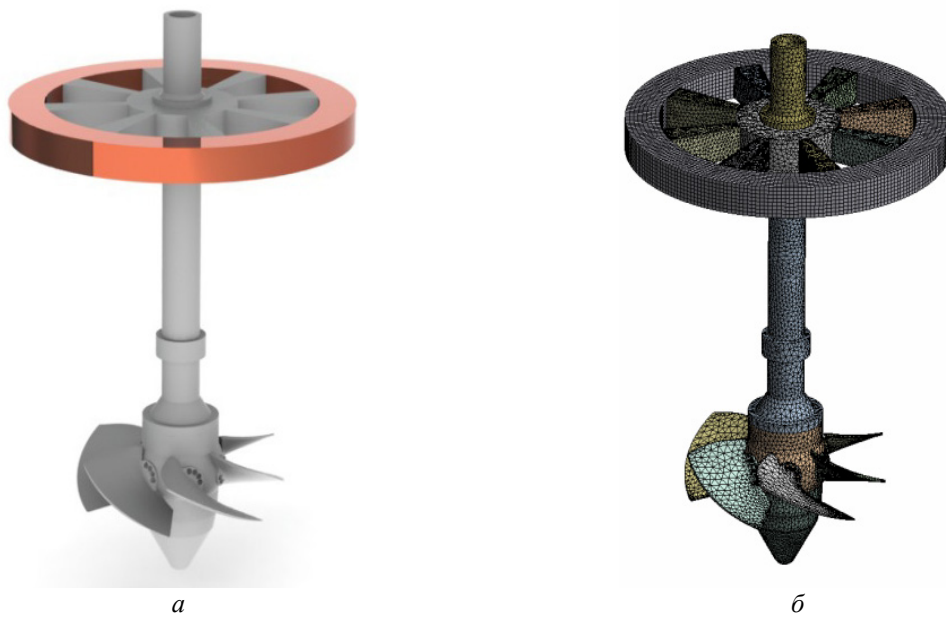


Рис. 3 – Модели ротора гидротурбины: а – геометрическая; б – конечно-элементная

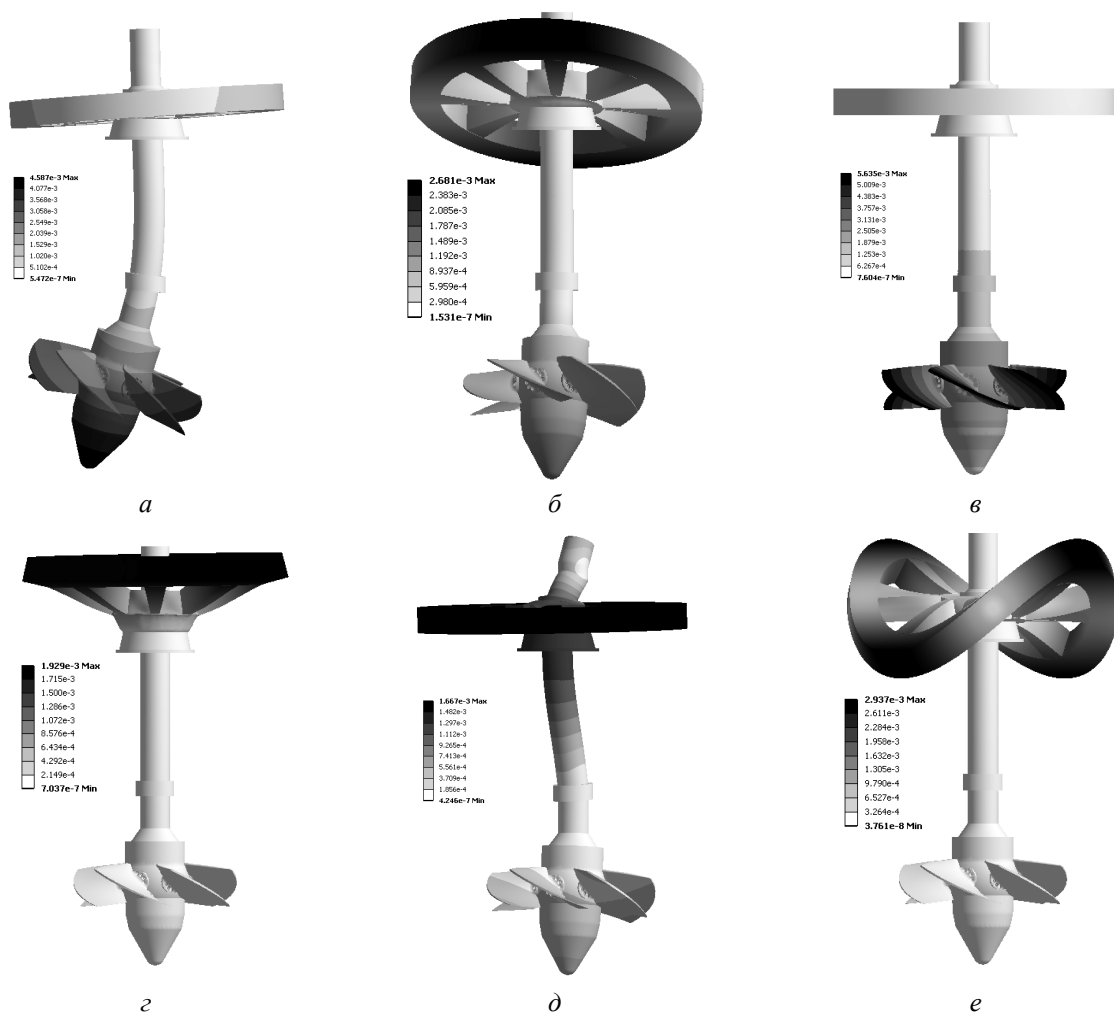


Рис. 4 – Собственные формы колебаний ротора гидротурбины



На шаге 3 для оценки характера переходного процесса предлагается воспользоваться результатами натурных испытаний подобных гидроагрегатов Шардаринской ГЭС (турбоагрегаты ПЛ 661-ВБ-500, р. Сырдарья, Казахстан) [8–9], в процессе которых были измерены ряд параметров, среди которых осевое усилие и крутящий момент на валу турбины. Т.к. рассматриваемый в данной работе гидроагрегат также поворотного-лопастного типа, то на основании теории подобия между зависимостями осевого усилия и вращающего момента от времени на валу турбин выполняются соотношения:

$$M^D(t) = \frac{H^D}{H^Ш} \left( \frac{D^D}{D^Ш} \right)^3 M^Ш(t); \quad (1)$$

$$P_{oc}^D(t) = \frac{H^D}{H^Ш} \left( \frac{D^D}{D^Ш} \right)^2 P_{oc}^Ш(t), \quad (2)$$

где  $M^Ш(t)$  – вращающий момент в гидроагрегате Шардаринской ГЭС;  $M^D(t)$  – вращающий момент в гидроагрегате ДнепроГЭС-II;  $P_{oc}^Ш(t)$  – осевое усилие в гидроагрегате Шардаринской ГЭС;  $P_{oc}^D(t)$  – осевое усилие в гидроагрегате ДнепроГЭС-II;  $H^Ш$  – напор Шардаринской ГЭС;  $H^D$  – напор ДнепроГЭС-II;  $D^Ш$  – диаметр рабочего колеса Шардаринской ГЭС;  $D^D$  – диаметр рабочего колеса ДнепроГЭС-II.

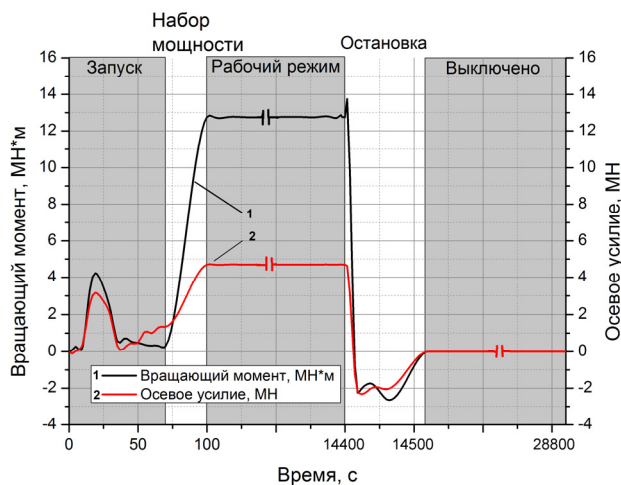


Рис. 5 – График зависимости крутящего момента  $M(t)$  и осевого усилия  $P_{oc}(t)$  от времени в процессе работы гидроагрегата

График полученных зависимостей осевого усилия и вращающего момента на валу гидротурбины ПЛ 40-В-700 приведен на рис. 5.

Анализ спектра  $M(t)$  и  $P_{oc}(t)$  на шаге 4 показывает, что первая гармоника нагружения значительно ниже, чем первая собственная частота, поэтому переходим к шагу 6.

Исследование НДС на шаге 6. Низкие частоты нагружения относительно собственных частот ротора позволяют проводить рассмотрение задачи об исследовании динамического НДС в квазистатической постановке, что значительно упрощает

математическую модель. Так как осевое усилие и крутящий момент по валу ротора можно считать постоянными, то целесообразно выделить фрагмент фланца ротора и корпуса рабочего колеса соответствующие одному болту (рис. 6а) и учесть циклическую симметрию относительно оси вращения (рис. 6б). КЭ модель болта построена с учетом резьбы. Профиль резьбы построен согласно ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8742-81 и ГОСТ 24705-81, однако, для упрощения нанесения КЭ сетки, резьба выполнена как тело вращения без учета спирали (рис. 6в).

Граничные условия реализованы следующим образом: верхний край вала заземлялся, а на нижнем краю прикладывалось усилие, эквивалентное действующему осевому и крутящему моменту. Также следует отметить, что между фланцем вала,

корпусом рабочего колеса и болтом в КЭ модели учтено контактное взаимодействие. Для ускорения сходимости численного метода и предотвращения движения фрагментов конструкции как жесткого целого использовались упругие двухузловые КЭ.

В качестве граничного условия, моделирующего затяжку болта, задавалось начальное смещение (натяг) головки болта относительно опорной поверхности на величину  $\Delta$ . Этот параметр является удобным с инженерной точки зрения, так как в дальнейшем его можно легко пересчитать как в температуру нагрева болта при тепловой затяжке, так и в угол поворота болта при использовании силовой затяжки холодным способом.

На шаге 7 были получены распределения перемещений и напряжений по болту в момент времени  $t = 100$  (рис. 7) при начальном натяге  $\Delta = 0,15$  мм, который соответствует удлинению при затяжке  $\delta = 0,106$  мм. Зонами концентрации напряжений являются первый виток резьбы и галтель меньшего радиуса под головкой болта.

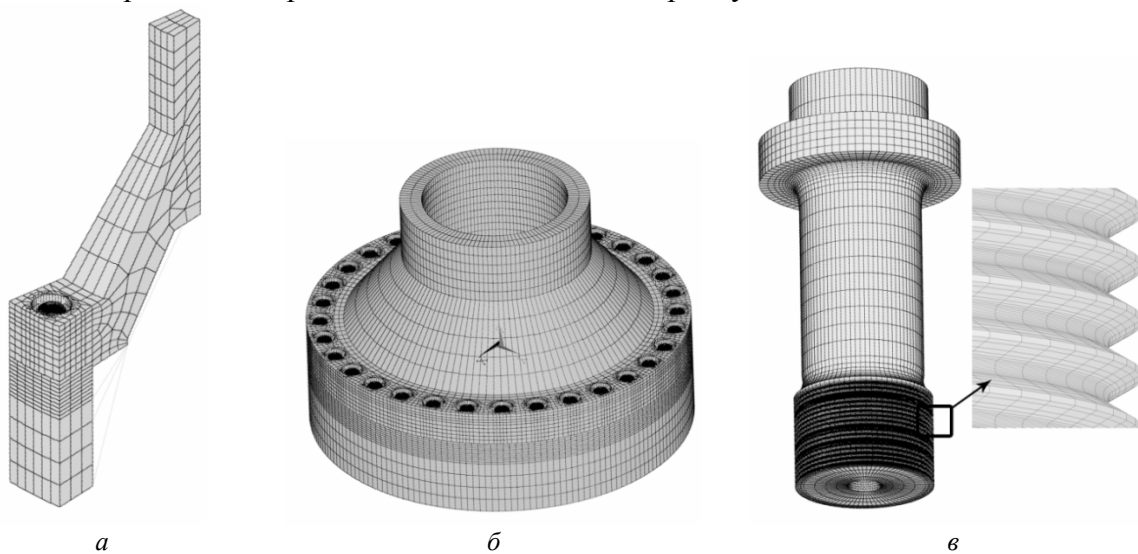


Рис. 6 – КЭ модели: *а* – сектора вала, приходящегося на один болт; *б* – сектора вала с учетом циклической симметрии; *в* – болта

Результаты расчетов НДС, возникающего на первом витке резьбы в процессе работы гидроагрегата в зависимости от величины начального натяга, показаны на рис. 8.

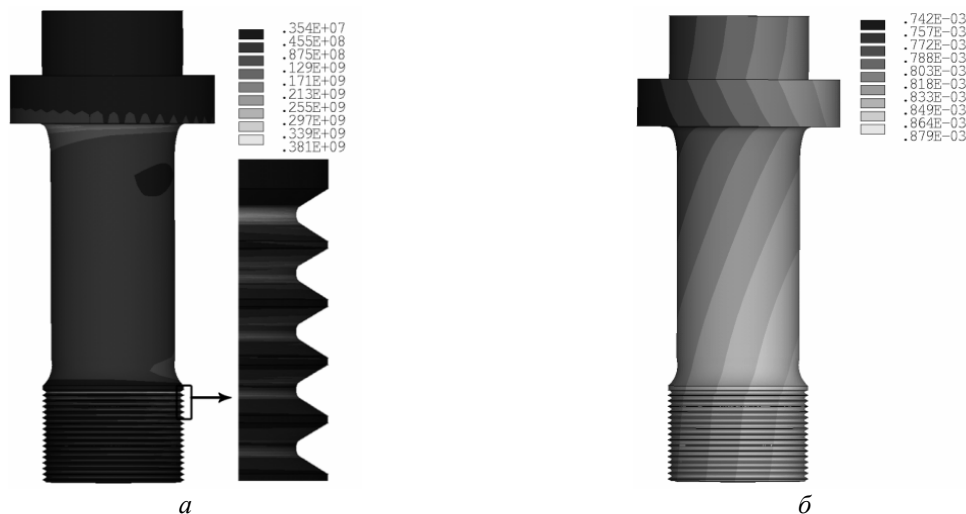


Рис. 7 – Напряженное состояние, возникающее в болте в момент времени  $t = 100$  с: *а* – эквивалентные напряжения по Мизесу, Па; *б* – суммарные перемещения, м

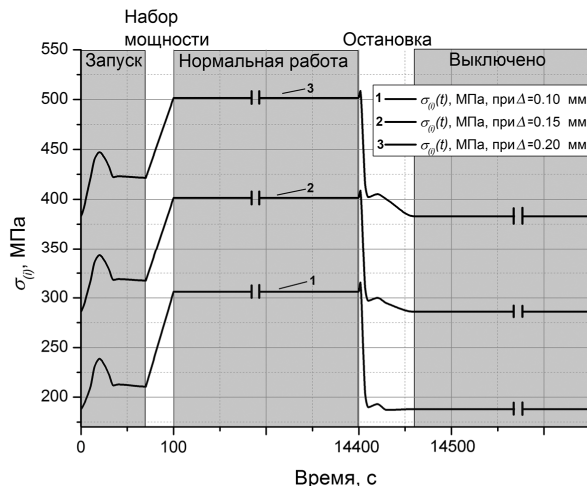


Рис. 8 – График зависимости эквивалентных напряжений по Мизесу на первом витке резьбы от времени при различных уровнях начального натяга  $\Delta$  в процессе работы гидроагрегата

Построение модели накопления усталостных повреждений на шаге 10 в простейшем случае можно выполнить на основе уравнения кривой Веллера, с помощью которой можно определить число циклов до возникновения макротрещины при заданном уровне напряжений. Параметры кривой усталости определяются на основе испытания образцов на усталость, которые регламентированы ГОСТ 25.502-79. Уравнение кривой Веллера может быть записано в виде

$$N = N_0 \left( \frac{\sigma_R}{\sigma_a} \right)^m, \quad \sigma_a > \sigma_R, \quad (3)$$

где  $N$  – число циклов до разрушения;  $N_0$  – база испытания;  $\sigma_R$  – предел выносливости материала при коэффициенте асимметрии цикла  $R = \sigma_{\max}/\sigma_{\min}$ ;  $\sigma_a$  – амплитуда напряжений цикла,  $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ ;  $m$  – параметр наклона кривой.

В рассматриваемом болте вследствие геометрической формы и внешних нагрузок реализуется сложное напряженное состояние. В виду простоты применения в работе в качестве эквивалентного напряжения были приняты напряжения по Мизесу.

При оценке ресурса важным фактом является то, что пределы выносливости деталей в значительной мере отличаются от пределов стандартных образцов. Это обусловлено влиянием различных конструкционных, технологических и эксплуатационных факторов, которые могут приводить как к повышению, так и к снижению сопротивления усталости. Наиболее существенное влияние оказывает следующие факторы: абсолютные размеры поперечного сечения (масштабный фактор); качество обработки поверхности; состояние поверхностного слоя; эксплуатационные факторы (коррозия, температура, частота нагружения и др.) [10–11].

На предел выносливости рассматриваемого болтового соединения в процессе эксплуатации влияют практически все выше перечисленные факторы: масштабный фактор ( $\varepsilon = 0,35$ ), состояние поверхности ( $\beta = 0,8$ ), коррозионная среда – пресная вода ( $\gamma = 0,46$ ), фреттинг коррозия в резьбе ( $\alpha = 0,55$ ). Таким образом, предел выносливости болта при симметричном цикле ( $R = -1$ ) может быть записан в виде (4).

$$\sigma_{-1д} = \alpha\beta\gamma\varepsilon\sigma_{-1}. \quad (4)$$

В виду того, что рассматриваемые болтовые соединения имеют существенную предварительную затяжку, в болтах реализуются циклы со значительными положительными коэффициентами асимметрии. Для оценки долговечности при таких циклах, в общем случае, необходимо экспериментально определить  $\sigma_R$ , однако на сегодняшний день для сталей широко применяется модель Гербера:

$$\sigma_{Rд} = \sigma_{-1д} \left[ 1 - \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right], \quad (5)$$

где  $\sigma_{Rд}$  – предел выносливости детали при коэффициенте асимметрии цикла  $R$ ;  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла,  $\sigma_B$  – предел временной прочности материала. Таким

образом, уравнение кривой усталости может быть записано в виде (6), а время до возникновения макротрещины ( $T_r$ ) из уравнения (7), где  $\nu$  – частота процесса, Гц:

$$N = N_0 \left( \frac{\sigma_{Rд}}{\sigma_a} \right)^m, \quad \sigma_a > \sigma_{Rд}; \quad (6)$$

$$T_r = \frac{N_0}{\nu} \left( \frac{\sigma_{Rд}}{\sigma_a} \right)^m, \quad \sigma_a > \sigma_{Rд}. \quad (7)$$

Обработка статистики эксплуатации указанного ГА на шаге 11 по данным, которые были предоставлены ПАО «Укргидроэнерго», показывает, что средняя частота пусков/остановов составляет 32,6 пусков в месяц или ~1 пуск в день. Среднее квадратическое отклонение составляет 12,6 пусков в месяц. Таким образом, коэффициент вариации составляет 0,386. Относительно большой коэффициент вариации говорит о том, что частота запусков является случайной величиной, и применение детерминированных моделей к определению ресурса дает лишь среднее значение и не учитывает разброс относительно него.

В результате проведенных численных исследований на шаге 7 была определена зависимость величины средних напряжений цикла  $\sigma_m$  и амплитуды напряжений цикла  $\sigma_a$  от величины затяжки болта (рис. 9а). С помощью этой зависимости и уравнений (4)–(7) на шаге 12 получена зависимость ресурса от затяжки болта (рис. 9б). Как известно [10–11], увеличение среднего напряжения цикла приводит к снижению ресурса, что хорошо согласуется с полученными результатами.

**Выводы.** В работе предложена методика оценки ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин. Определено НДС, возникающее на переходных режимах, а также дана оценка ресурса болтового соединения гидроагрегата ПЛ40-В700 (ДнепроГЭС-II). В связи со значительной статистической неопределенностью частоты пусков/остановок, а также других переходных режимов, необходимо продолжить развитие вероятностных моделей накопления усталостных повреждений, учитывающих процесс естественной деградации характеристик сопротивления усталости.

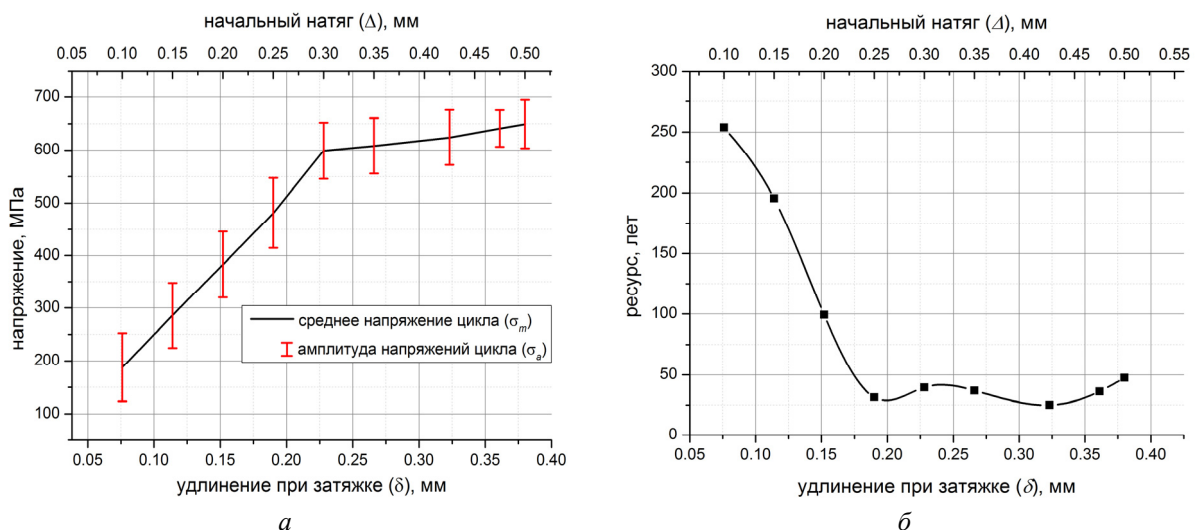


Рис. 9 – Зависимости: а – средних напряжений цикла  $\sigma_m$  и амплитуды напряжений цикла  $\sigma_a$  от величины затяжки болта; б – зависимость числа лет до возникновения макротрещины от величины начального натяга

**Список літератури:** 1. Mackerle, J. Finite element analysis of fastening and joining: A bibliography (1990–2002) [Text] / Jaroslav Mackerle // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – 2003. – № 80. – Р. 253-271. 2. Водка, А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений рабочего колеса гидротурбины [Текст] / А.И. Трубаев, А.С. Степченко, А.А. Водка // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2011. – № 52. – С. 34-41. 3. Водка, А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений рабочего колеса гидротурбины в условиях лабораторного эксперимента [Текст] / А.А. Водка, А.И. Трубаев, А.С. Степченко // Надежность и долговечность машин и сооружений. – 2011. – № 34. – С. 155-162. 4. Водка, А.А. Исследование напряженного состояния и ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин на переходных режимах [Текст] / А.А. Водка, А.С. Степченко, А.И. Трубаев // Международный научно-технический журнал «Теоретическая и прикладная механика». – 2013. – № 28. – С. 34-41. 5. Водка, А.А. Оценка ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин на переходных режимах [Текст] / А.А. Водка, А.С. Степченко, А.И. Трубаев // Вибрации в технике и технологиях. – 2012. – № 3(68). – С. 66-72. 6. Водка, А.А. Разработка экспериментальной лабораторной модели для имитации напряженно-деформированного состояния болтовых соединений гидротурбины [Текст] / А.А. Водка, А.И. Трубаев, А.С. Степченко // Тр. междунар. науч.-техн. конф. «Прочность материалов и элементов конструкций» (28–30 сент. 2010 г.). – К.: Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. – С. 414-421. 7. Водка, А.А. К вопросу о прочности и надежности болтовых соединений гидротурбин [Текст] / А.А. Водка // Механіка та машинобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 1. – С. 41-50. 8. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках [Текст] / Под ред. Г.И. Кривченко. – М.: Энергия, 1975. – 367 с. 9. Владиславлев, Л.А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций [Текст] / Л.А. Владиславлев. – М.: Энергия, 1972. – 176 с. 10. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие [Текст] / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с. 11. Трощенко, В.Т. Соппротивление усталости металлов и сплавов [Текст]: справочник в 2-х ч. / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский – К.: Наук. думка, 1987. – Ч. 1.– 504 с.; Ч. 2.– 1302 с.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 539.3:621.22

**Методика прогнозування ресурса болтових з'єднань робочих колес гідротурбін** [Текст] / А.А. Водка, А.И. Трубаев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 13(987). – С. 140-148. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

Розроблено методику оцінки ресурсу болтових з'єднань робочих колес гідротурбін. Проведено аналіз власних коливань ротора, а так само визначені навантаження, що діють на робоче колесо, і викликані ними напружено-деформований стан болтових з'єднань на перехідних режимах роботи гідроагрегату. Отримані чисельні значення ресурсу для болтового з'єднання гідротурбіни ПЛ40-В700.

**Ключові слова:** ресурс, болтове з'єднання, гідротурбіна, багатоциклова втома.

The paper deals with development of a methodology of the life-time prediction of the bolted connection of the water turbine impeller. The developed method is applied to the bolted connection of turbine PL40-V700. Also in the paper the natural vibrations of the rotor has been analyzed, as well as the load and the resulting stress-strain state in transient modes in water turbine has been obtained.

**Keywords:** life-time prediction, bolted connection, water turbine, high cycle fatigue.

УДК 621.165

**О.Н. СЛАБЧЕНКО**, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»

## К ОДНОМЕРНОЙ ТЕОРИИ ИДЕАЛЬНОЙ СТУПЕНИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ\*

В статье показано, что наибольшее значение КПД идеальной ступени, в зависимости от принятых ограничений, может быть достигнуто как при осевом выходе потока, так и при некоторой закрутке выходящего потока.

**Ключевые слова:** турбина, ступень, параметры, КПД, осевой выход потока.

**Введение.** В монографиях и учебниках, посвященных осевым турбинам, как правило, рассматривается одномерная теория идеальной турбинной ступени. Изучение таких идеализированных ступеней существенно упрощает выявлять влияние отдельных факторов на характеристики ступени. При небольших профильных потерях окружной КПД изолированной ступени почти полностью определяется потерей кинетической энергии с выходной скоростью. В этих случаях выводы теории для идеальной ступени, в определенной степени, могут переноситься и на реальные ступени. Однако, что касается выводов, приведенных в литературе относительно оптимальных параметров ступеней, то они не однозначны и порой противоречивы.

Так в [1, 2] по результатам решения только одной задачи с использованием выражения для КПД в виде

$$\eta_u = f(R = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, U/C_0)$$

сделан вывод, что в идеальной осевой турбинной ступени, максимум КПД соответствует осевому выходу потока из ступени. Из приведенного в [3] анализа зависимостей

$$\eta_u = f(R = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, \bar{C}_z)$$

от различных параметров идеальной ступени можно выделить постановки задач с использованием функций

$$\eta_u = f(R = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, U/C_0); \quad (1)$$

$$\eta_u = f(R = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, \bar{C}_z); \quad (2)$$

$$\eta_u = f(R = \text{const}, \bar{C}_z = \text{const}, \bar{C}_u), \quad (3)$$

где  $\bar{C}_z = C_z/U$ ,  $\bar{C}_u = (C_{1u} - C_{2u})/U$ ,  $R = h_2/[U(C_{1u} - C_{2u})]$  – кинематическая степень реактивности. Показано, что в задачах с функциями (1) и (2) максимум  $\eta_u$  достигается при осевом выходе потока из ступени. В задаче, где используется функция (3) максимум  $\eta_u$  достигается при закрутке потока за рабочим колесом против вращения. По результатам этого анализа сделан вывод: «Очевидно, что в идеальной осевой турбинной ступени, у которой КПД определяют только потери с выходной скоростью, максимум КПД соответствует осевому выходу потока из ступени». Далее приводится объяснение, что некоторое превышение КПД ступени с не осевым по сравнению с КПД ступени с осевым выходом потока, имеющей угол выхода потока из сопла  $\alpha_1$  и коэффициент расхода  $\bar{C}_z$ , объясняется увеличенным теплоперепадом на ступень. В случае приведения ступени с не осевым выходом потока к осевому выходу

\* ) Статья публикуется в порядке дискуссии.

потока за неї при помощи правильного оптимального выбора степени реактивности, безусловно, увеличит КПД этой ступени. Указанное приведение ступени с не осевым выходом потока к ступени с осевым выходом потока возможно только при других значениях принятых ограничений  $(\bar{C}_z, R, \alpha_1)$ , что приводит к некорректности сравниваемых постановок задач. Кроме того, в [1–3] функция (1) подается как зависимость КПД от  $U/C_0$  конкретной ступени, но это неверно. Эта функция представляет собой множество значений  $\eta_u$  разных ступеней с отличающимися углами  $\beta_2$ .

В [4] проводится анализ другой постановки задачи, в которой при фиксированных  $\eta_u$  и  $R$  рассматривается зависимость коэффициента нагрузки  $\psi = (C_{1u} - C_{2u})/U$  от коэффициента расхода  $\varphi = C_z/U$  и оцениваются значения  $\psi$  и  $\varphi$ , соответствующие максимальному КПД. В этом случае используется уравнение  $\psi = f(\eta_u = \text{const}, R = \text{const}, \varphi)$ . Из анализа полученных результатов сделан вывод: «Если величина  $\varphi$  конечная, максимальный адиабатический КПД достигается при наличии на выходе из ступени некоторого обратного вихря ( $\alpha_2^* < 90^\circ$ ). Закрутка потока на выходе отсутствует ( $\alpha_2 = 90^\circ$ ) если  $\varphi$  стремится к нулю».

В [5] автор утверждает: «На первый взгляд может оказаться, что максимальный КПД достигается при  $\alpha_2 = 90^\circ$ , но это не правильно. Для некоторой обратной закрутки выходящего потока (т.е.  $\alpha_2^* < 90^\circ$ ) производимая работа увеличивается при относительно малом возрастании потери кинетической энергии на выходе». Такой вывод сделан по результатам решения двух задач с использованием уравнений  $\eta_u = f(\varphi = \text{const}, R = \text{const}, \alpha_2)$  и  $\eta_u = f(\varphi = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, \alpha_2)$ . В первой задаче максимум  $\eta_u$  достигается при отклонение потока за рабочим колесом от осевого на угол  $\alpha_1$ , а во второй задаче на  $\alpha_1/2$ . Это различие, как указывает автор, является, главным образом, следствием различных ограничений в этих задачах.

**Цель исследования, постановка задачи.** Из приведенного обзора учебников и монографий видно, что существуют разные мнения относительно оценок максимального КПД идеальной ступени и параметров, при которых этот КПД достигается. Выясним причины столь неоднозначных выводов.

Для простоты, как и в [1–3], примем равными осевые  $C_{1z} = C_{2z} = C_z$  и окружные  $U_1 = U_2 = U$  скорости. Рабочий процесс изоэнтروпийный, рис. 1.

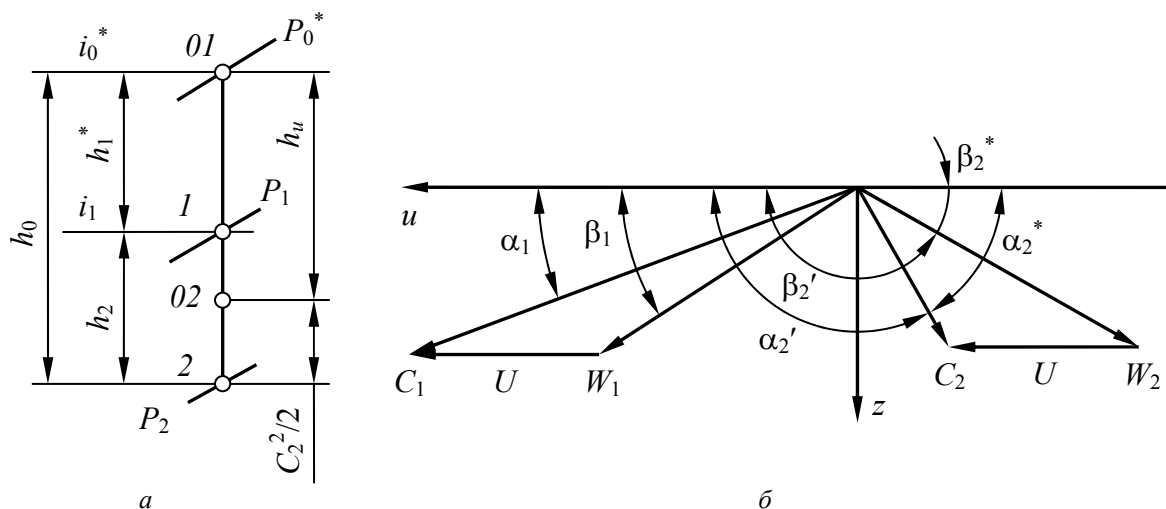


Рис. 1 – Процесс расширения в  $is$ -диаграмме (а) и треугольники скоростей (б)

В пределах одномерной теории в качестве основных параметров ступени можно принять  $\eta_u, \alpha_1, \beta_2, \alpha_2, U/C_0, \varphi, \rho$ , где  $\rho = h_2/h_0$  (рис. 1). Выражение, в которое входят  $\alpha_1, \beta_2, U/C_0$  и  $\rho$  получим из уравнения неразрывности,

$$C_1 \sin \alpha_1 = W_2 \sin \beta_2, \quad (4)$$

подставив в него известные [1] выражения для  $C_1$  и  $W_2$  получим

$$\frac{1 - \rho}{1 + \left(\frac{U}{C_0}\right)^2 - 2\frac{U}{C_0}\sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1} = \frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2 \alpha_1}. \quad (5)$$

Отсюда видно, что любой параметр из уравнения (5) может быть определен, если известны оставшиеся три. В связи с тем, что через  $\alpha_1, \beta_2, U/C_0$  и  $\rho$  можно выразить любой параметр ступени, то вместо них могут выступать и другие параметры, при помощи которых можно определить все относительные параметры ступени, построить относительные треугольники скоростей и рассчитать КПД. Это также позволяет представлять  $\eta_u$  и другие параметры в виде функций от трех независимых переменных виде,  $\eta_u = f(\alpha_1, \beta_2, U/C_0)$ ,  $\eta_u = f(\rho, \alpha_1, U/C_0)$ ,  $\eta_u = f(\varphi, \alpha_1, \alpha_2)$  и т.д. или в общем виде  $\eta_u = f(x_1, x_2, x_3)$ . Если рассматриваются функции двух  $\eta_u = f(x_1 = \text{const}, x_2, x_3)$  или одной  $\eta_u = f(x_1 = \text{const}, x_2 = \text{const}, x_3)$  переменных, то на остальные накладывают соответствующие ограничения. Очевидно, что от принятых параметров в качестве независимых переменных и количества зафиксированных параметров будет изменяться функция  $\eta_u$ , а значит и величина и расположение максимума этой функции. Покажем это, решив несколько конкретных задач.

Найдем соответствующую каждой задаче функцию  $\eta_u = f(x_1, x_2, x_3)$  путем преобразования общеизвестного выражения

$$\eta_u = \frac{2U}{C_0^2} (C_{1u} + C_{2u}). \quad (6)$$

Заменим в (6)  $C_0^2 = C_2^2 + 2U(C_{1u} + C_{2u})$ ,  $C_{1u}/C_z = \text{ctg} \alpha_1$ ,  $C_{2u}/C_z = -\text{ctg} \alpha_2$  получим

$$\eta_u = \left( 1 + \frac{\varphi(\text{ctg}^2 \alpha_2 + 1)}{2(\text{ctg} \alpha_1 - \text{ctg} \alpha_2)} \right)^{-1} \quad (7)$$

или в общем виде  $\eta_u = f(\varphi, \alpha_1, \alpha_2)$ .

Путем подстановки  $C_{1u}/C_0 = \sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1$  и  $\frac{C_{2u}}{C_0} = -\frac{U}{C_0} + \sqrt{\left(\sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1 - \frac{U}{C_0}\right)^2 + \rho}$

в (6) получим еще одно выражение для КПД в виде  $\eta_u = f(\rho, \alpha_1, U/C_0)$ ,

$$\eta_u = \frac{2U}{C_0} \left( \sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1 - \frac{U}{C_0} + \sqrt{\left(\sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1 - \frac{U}{C_0}\right)^2 + \rho} \right). \quad (8)$$

Из (7) видно, что при  $\varphi \rightarrow 0$  или  $\alpha_1 \rightarrow 0$   $\eta_u \rightarrow 1$ . Это позволяет утверждать, что в зависимости от  $\varphi$  или  $\alpha_1$  максимумов КПД не существует. Поэтому из основных параметров ступени  $\eta_u, \alpha_1, \beta_2, \alpha_2, U/C_0, \varphi, \rho$  экстремум функции  $\eta_u = f(x_1 = \text{const}, x_2 = \text{const}, x_3)$  может существовать только в зависимости от  $U/C_0$  или  $\alpha_2$ , или  $\rho$ . Необходимо иметь ввиду, что функции типа  $\eta_u = f(x_1 = \text{const}, x_2 = \text{const}, x_3)$  не представляют собой зависимости  $\eta_u$  от  $x_3$  конкретных ступеней, а представляют набор значений  $\eta_u$  разных ступеней с одинаковыми  $x_1$  и  $x_2$ . Например, значение



$\eta_u = f(\rho = 0, \alpha_1 = 20^\circ, U/C_0 = 0,3) = 0,7676$  соответствует ступени с  $\alpha_1 = 20^\circ$  и  $\beta_2 = 28,3^\circ$ , а значение  $\eta_u = f(\rho = 0, \alpha_1 = 20^\circ, U/C_0 = 0,5) = 0,8794$ , ступени  $\alpha_1 = 20^\circ$  и  $\beta_2 = 37,9^\circ$ . Максимум функции  $\eta_{u\max} = f(\rho = 0, \alpha_1 = 20^\circ, (U/C_0)_{\text{opt}})$  означает, что во множестве ступеней с  $\rho = 0$  и  $\alpha_1 = 20^\circ$  есть ступень с наибольшим  $\eta_{u\max}$  при  $(U/C_0)_{\text{opt}}$ . В этом примере ( $\rho = 0, \alpha_1 = 20^\circ$ )  $\eta_{u\max} = 0,883$ ;  $(U/C_0)_{\text{opt}} = 0,4698$ ;  $\beta_2 = 36^\circ$ .

**Задача 1.** Из множества ступени с осевым выходом потока найти параметры ступеней с наибольшим КПД

Запишем уравнения (6) и (7) с учетом того, что при осевом выходе потока  $C_{2u} = 0, \alpha_2 = 90^\circ, \text{tg } \beta_2 = \varphi_{\text{oc}}$ , где  $\varphi_{\text{oc}} = C_z/U = C_2/U$ ,

$$\eta_u = \frac{2UC_{1u}}{C_0^2} = 2\varphi_{\text{oc}} \text{ctg } \alpha_1 \left( \frac{U}{C_0} \right)^2 = 2 \frac{U}{C_0} \sqrt{1-\rho} \cos \alpha_1; \quad (9)$$

$$\eta_u = \frac{2 \text{ctg } \alpha_1}{\varphi_{\text{oc}} + 2 \text{ctg } \alpha_1}. \quad (10)$$

Приравнивая правые части уравнений (9) и (10) после несложных преобразований получим выражение для  $U/C_0$  если заданы  $\alpha_1$  и  $\varphi$

$$\frac{U}{C_0} = \frac{1}{\sqrt{\varphi_{\text{oc}} (\varphi_{\text{oc}} + 2 \text{ctg } \alpha_1)}} \quad (11)$$

или известную формулу [1] если заданы  $\alpha_1$  и  $\rho$

$$\frac{U}{C_0} = \frac{\cos^2 \alpha_1 + \rho \sin^2 \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho} \cos \alpha_1}. \quad (12)$$

Подставив (12) в (9) получим выражение для  $\eta_u$  в виде

$$\eta_u = \cos^2 \alpha_1 + \rho \sin^2 \alpha_1, \quad (13)$$

из которого следует  $\rho \rightarrow 1, \eta_u \rightarrow 1$ . При  $\rho = 0$  из (12) и (13) получаем известные [1, 2] формулы  $U/C_0 = \cos \alpha_1/2, \eta_u = \cos^2 \alpha_1$ .

Из совместного решения (9) и (12), получаем

$$\rho = \frac{\text{tg } \alpha_1}{(\varphi_{\text{oc}} + \text{tg } \alpha_1) \sin^2 \alpha_1} - \text{ctg}^2 \alpha_1. \quad (14)$$

Таким образом, из множества ступени с осевым выходом потока наибольший КПД ступени  $\eta_u = 1$  достигается или при  $\varphi_{\text{oc}} \rightarrow 0$ , или  $\alpha_1 \rightarrow 0$ , или  $\rho \rightarrow 1$  (рис. 2в).

Приведенные здесь уравнения для ступеней с осевым выходом потока описывают расчетные режимы работы ступеней с конкретными  $\alpha_1$  и  $\beta_2$ , и не отражают изменение параметров в переменных режимах работы ступени.

**Задача 2.** Из множества ступеней, зависимость КПД, которых представлена в виде  $\eta_u = f(\rho, \alpha_1, U/C_0)$ , найти параметры ступеней с наибольшим КПД при различных ограничениях.

Как и в [1–3] рассмотрим  $\eta_u = f(\rho, \alpha_1, U/C_0)$  как функцию одной переменной с ограничениями, т.е.  $\eta_u = f(\rho = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, U/C_0), \eta_u = f(\rho, \alpha_1 = \text{const}, U/C_0 = \text{const}),$  и  $\eta_u = f(\rho = \text{const}, \alpha_1, U/C_0 = \text{const})$ .

Влияние принятых ограничений на  $\eta_{u\max}$  и  $\alpha_2$  в точке  $\eta_{u\max}$  оценим, решая задачи с числовыми значениями параметров.

**2.1** Задача  $\eta_u = f(\rho = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, U/C_0)$ . Примем  $\rho = 0, \alpha_1 = 20^\circ$  и  $\alpha_2 = 90^\circ$ . По формулам (12) и (13) получаем  $(U/C_0)_{\text{opt}} = 0,4698, \eta_{u\max} = 0,883$  (рис. 2а).

**2.2** Задача  $\eta_u = f(\rho, \alpha_1 = \text{const}, U/C_0 = \text{const})$ . Примем  $\alpha_1 = 20^\circ$  таким же, как в п. 2.1,  $U/C_0 = 0,4698$ . По уравнению (8), задавая  $\rho$  получим значения  $\eta_u$  и найдем  $\eta_{u\text{max}} = 0,894$ ,  $\rho_{\text{opt}} = 0,2$ ,  $\alpha_2^* = 70^\circ$  (рис. 2б). В этой ступени КПД выше по сравнению со ступенью с  $\alpha_2 = 90^\circ$ . Это означает, что такой же теплоперепад как теплоперепад ступени с осевым выходом потока при том же  $\alpha_1 = 20^\circ$  может быть сработан с большим КПД в ступени с не осевым выходом потока и с повышенной степенью реактивности.

В таблицах 1 и 2 приведены результаты расчета двух турбин со ступенями с осевым и не осевым выходом потока. Расчеты выполнены при одинаковых для обеих турбин исходных данных:  $P_0 = 3,468$  МПа;  $T_0 = 540^\circ$ ;  $H_0 = 143,05$  кДж/кг;  $G = 230$  кг/с;  $U = 195$  м/с;  $\alpha_1 = 20^\circ$ ;  $D_{\text{ср}} = 1,24$  м, количество ступеней  $z = 2$ .

**Турбина со ступенями с осевым выходом потока.** Теплоперепад на первую ступень примем равным  $h_{01} = H_0/2 = 71525$  Дж/кг. При этом  $h_{01} U/C_0 = 0,5156$ . Используя значения  $U/C_0$  и  $\alpha_1 = 20^\circ$  с помощью формулы (12) определяем степень реактивности при осевом выходе потока  $\rho = 0,1387$ . Теплоперепад на вторую ступень  $h_{02} = H_0/2 + C_{21}^2/2 = 78731$  Дж/кг;  $U/C_0 = 0,4914$ ;  $\rho = 0,069$ . КПД определяем по формуле (13).

Таблица 1

Параметры турбины со ступенями с осевым выходом потока

Номер ступени	$h_0$ , Дж/кг	$\rho$	$C_1$ , м/с	$C_2$ , м/с	$l_p$ , мм	$\eta_u$	$N$ , МВт	$\alpha_2$	$\beta_2$
1	71525	0,139	351	120	61	0,89925	14,793	90	31
2	78731	0,069	383	131	56	0,89109	16,136	90	34

Мощность турбины  $N = N_1 + N_2 = 30,929$  МВт.

**Турбина со ступенями с не осевым выходом потока.** При тех же исходных данных теплоперепад на первую оставляем неизменным и равным 71525 Дж/кг. Теплоперепад на вторую ступень определяем с учетом выходной скорости из первой ступени. Для каждой ступени путем изменения  $\rho$  осуществляем поиск максимума функции  $\eta_u = f(\rho, \alpha_1 = \text{const}, U/C_0 = \text{const})$  (см. рис. 2б) и определяем значение  $\rho$  в точке с максимальным КПД.

Таблица 2

Параметры ступеней с не осевым выходом потока

Номер ступени	$h_0$ , Дж/кг	$\rho$	$C_1$ , м/с	$C_2$ , м/с	$l_p$ , мм	$\eta_u$	$N$ , МВт	$\alpha_2$	$\beta_2$
1	71525	0,314	313	107	69	0,90908	14,955	70,0	25,0
2	78028	0,262	339	116	63	0,90229	16,193	70,0	26,0

Мощность турбины  $N = N_1 + N_2 = 31,148$  МВт.

Из рассматриваемых здесь двух постановок задач с разными ограничениями, наибольший КПД и мощность турбины достигается в случае отклонение потока от осевого направления на угол  $\alpha_1$  против вращения.

**2.3** Задача  $\eta_u = f(\rho = \text{const}, \alpha_1, U/C_0 = \text{const})$ . Примем  $(U/C_0) = 0,4698$  и  $\rho = 0$ . По уравнению (8), задавая  $\alpha_1$  вычислим  $\eta_u$ , значения которых представлены на рис. 2в. откуда видно, что максимум  $\eta_u = 1$  достигается при  $\alpha_1 \rightarrow 0$ . В точке  $\alpha_1 = 20^\circ$ ,  $\eta_u = 0,883$ ,  $\alpha_2 = 90^\circ$  (рис. 2в).

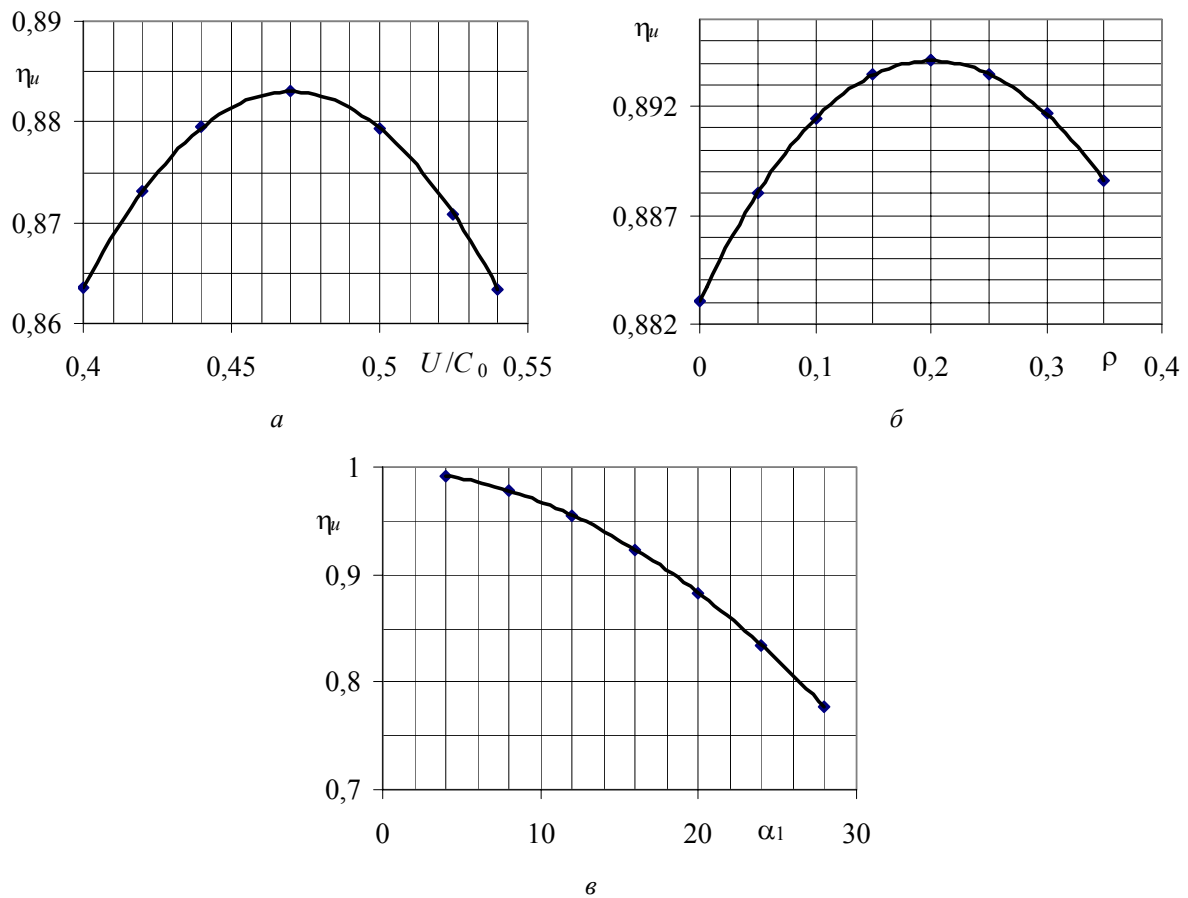


Рис. 2 – Графики КПД: а –  $\eta_u = f(\rho = 0, \alpha_1 = 20^\circ, U/C_0)$ ; б –  $\eta_u = f(\rho, \alpha_1 = 20^\circ, U/C_0 = 0,4698)$ ; в –  $\eta_u = f(\rho = 0, \alpha_1, U/C_0 = 0,4698)$

Если для проектирования ступени в качестве основных параметров приняты  $\rho$ ,  $\alpha_1$ ,  $U/C_0$  и производится оценка КПД в функции одного параметра при фиксированных двух остальных то однозначное решение имеют функции п. 2.1  $\eta_u = f(\rho = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, U/C_0)$  и п. 2.2  $\eta_u = f(\rho, \alpha_1 = \text{const}, U/C_0 = \text{const})$ . Функция п. 2.3  $\eta_u = f(\rho = \text{const}, \alpha_1, U/C_0 = \text{const})$  однозначного решения не имеет. Наибольший КПД при заданных  $U/C_0$  и  $\alpha_1$  достигается при отклонение потока от осевого направления на угол  $\alpha_1$  против вращения.

**Задача 3.** Из множества ступеней, зависимость КПД, которых представлена в виде  $\eta_u = f(\varphi, \alpha_1, \alpha_2)$ , найти параметры ступеней с наибольшим КПД при ограничениях:  $\eta_u = f(\varphi = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, \alpha_2)$ ,  $\eta_u = f(\varphi = \text{const}, \alpha_1, \alpha_2 = \text{const})$  и  $\eta_u = f(\varphi, \alpha_1 = \text{const}, \alpha_2 = \text{const})$ .

Проведем такой же, как и в [5] анализ функции  $\eta_u = f(\varphi = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, \alpha_2)$ , которая представлена уравнением (7).

Дифференцируя уравнение (7) по  $\text{ctg } \alpha_2$  и приравнивая результат к нулю, получим

$$\text{ctg}^2 \alpha_2 - 2 \text{ctg} \alpha_1 \text{ctg} \alpha_2 - 1 = 0.$$

Из решения это уравнения следует  $\text{ctg} \alpha_2 = \text{ctg}(\pi + \alpha_1/2)$  откуда

$$\alpha_2 = \frac{\pi}{2} + \frac{\alpha_1}{2}.$$

Найдем выражение для  $\eta_{u\max}$  подставив  $\operatorname{ctg} \alpha_2$  в уравнение (7)

$$\eta_{u\max} = \left( 1 + \varphi \left( \frac{1}{\sin \alpha_1} - \operatorname{ctg} \alpha_1 \right) \right)^{-1}. \quad (15)$$

С учетом того, что при  $\eta_u = \eta_{u\max}$ ,  $\alpha_2 = \frac{\pi}{2} + \frac{\alpha_1}{2}$  из совместного решения (6) и (7) найдем

$$\left( \frac{U}{C_0} \right)_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{1}{\varphi \left( \frac{2}{\sin \alpha_1} + \varphi (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1) \right)}}. \quad (16)$$

Выражение  $\rho_{\text{opt}}$  получим из уравнения

$$\varphi = \frac{C_z}{U} = \sqrt{1 - \rho} \left( \frac{U}{C_0} \right)^{-1} \sin \alpha_1$$

в точке  $\eta_u = \eta_{u\max}$

$$\rho_{\text{opt}} = 1 - \left( \varphi \left( \frac{U}{C_0} \right)_{\eta_{u\max}} \frac{1}{\sin \alpha_1} \right)^2. \quad (17)$$

Из рассматриваемой совокупности ступеней с  $\alpha_1 = \text{const}$  и  $\varphi = \text{const}$  в зависимости от  $\alpha_2$ , наибольший КПД достигается у ступени с закруткой потока на выходе против вращения на угол  $\alpha_1/2$  от осевого направления.

Влияние принятых ограничений на  $\eta_{u\max}$  и  $\alpha_2$  в точке  $\eta_{u\max}$  оценим, решая задачи с числовыми значениями параметров.

**3.1** Задача  $\eta_u = f(\varphi = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, \alpha_2)$ . Примем  $\varphi = 0,5$  и  $\alpha_1 = 20^\circ$  и формулам (15)–(17) находим  $\eta_{u\max} = 0,919$ ,  $(U/C_0)_{\text{opt}} = 0,56$ ,  $\rho_{\text{opt}} = 0,33$ ,  $\alpha_{2\text{opt}} = 100^\circ$  ( $\alpha_{2\text{opt}}^* = 80^\circ$ ). Наибольший КПД достигается при отклонении потока от осевого направления на угол  $10^\circ$  против вращения.

При этих же  $\varphi = 0,5$  и  $\alpha_1 = 20^\circ$  для случая  $\alpha_2 = 90^\circ$  по формулам (10), (11), (14) находим  $\eta_{u\max} = 0,917$ ,  $(U/C_0)_{\text{opt}} = 0,58$ ,  $\rho_{\text{opt}} = 0,29$

**3.2** Задача  $\eta_u = f(\varphi = \text{const}, \alpha_1, \alpha_2 = \text{const})$ . Как следует из (7) однозначного решения не имеет. При любых конечных значениях  $\varphi$  и  $\alpha_2$  при  $\alpha_1 \rightarrow 0$ ,  $\eta_u \rightarrow 1$ .

**3.3** Задача  $\eta_u = f(\varphi, \alpha_1 = \text{const}, \alpha_2 = \text{const})$ . Как следует из (7) однозначного решения не имеет. При любых конечных значениях  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  при  $\varphi \rightarrow 0$ ,  $\eta_u \rightarrow 1$ .

Довольно просто получить и значения углов  $\alpha_2$  при максимальном значении КПД во множествах ступеней, выражения для КПД которых имеют вид, например,  
 $\eta_u = f(\rho = \text{const}, \alpha_1 = \text{const}, C_{2u}/C_0)$ ,  $\eta_{u\max}$  достигается при  $\alpha_2 = 90^\circ$ ;  
 $\eta_u = f(\varphi = \text{const}, U/C_0 = \text{const}, \alpha_2)$ ,  $\eta_{u\max}$  достигается при  $\alpha_2 = 90^\circ$ ;  
 $\eta_u = f(\varphi = \text{const}, \rho = \text{const}, \alpha_2)$  [5],  $\eta_{u\max}$  при  $\alpha_2 = \pi/2 + \alpha_1$ .

### **Выводы**

1 Анализ решений рассмотренных постановок задач и приведенных в [1–5], показывает, что от принятых параметров ступени в качестве независимых переменных и назначенных ограничений в уравнениях  $\eta_u = f(x_1, x_2, x_3)$  наибольшее значение КПД ступени может быть достигнуто как при осевом выходе потока, так и при закрутке потока за ступенью.

2 Выводы авторов [1–5] в той части, которая относится к рассматриваемым ими задачам, вполне обоснованы, но являются некорректными при обобщении этих выводов на весь возможный комплекс задач.

3 Во всех постановках задач, где используются функции вида  $\eta_u = f(x_1 = \text{const}, x_2 = \text{const}, x_3)$ , кроме функций  $\eta_u = f(\alpha_1 = \text{const}, \beta_2 = \text{const}, x_3)$ , значения  $\eta_u$ , вычисляемые по этим функциям, относятся к разным ступеням и поэтому нельзя отождествлять эти функции с зависимостью  $\eta_u$  от  $x_3$  ступени с фиксированной геометрией.

**Список литературы:** 1. Щегляев, А.В. Паровые турбины [Текст] / А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 357 с. 2. Кириллов, И.И. Теория турбомашин [Текст] / И.И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1972. – 536 с. 3. Бойко, А.В. Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин [Текст] / А.В. Бойко. – Х.: Вища школа, 1982. – 151 с. 4. Хорлок, Дж.Х. Осевые турбины [Текст] / Дж.Х. Хорлок. – М.: Машиностроение, 1972. – 212 с. 5. Диксон, С.Л. Механика жидкостей и газов. Термодинамика турбомашин [Текст] / С.Л. Диксон. – М.: Машиностроение, 1981. – 213 с.

*Поступила в редколлегию 10.02.13*

УДК 621.165

**К одномерной теории идеальной ступени осевой турбины** [Текст] / **О.Н. Слабченко** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 13(987). – С. 149-156. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті показано, що найбільше значення ККД ідеальної ступені, залежно від прийнятих обмежень, може бути досягнуто як при осьовому виході потоку, так і при деякій закрутці вихідного потоку.

**Ключові слова:** турбіна, ступінь, параметри, ККД, осьовий вихід потоку.

The paper shows that the maximum efficiency ideal stage, depending on the constraints, can be achieved as the axial outlet flow and with some twist of the effluent.

**Keywords:** turbine, stage, options, efficiency, axial flux output.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING  
PROCESSES AND EQUIPMENT

**GNESIN V.I., KOLODYAZHNAYA L.V., RZADKOWSKI R.** The numerical analysis of unsteady loads and blades oscillations for compressor stage in three-dimensional viscous flow with taking into account the tip leakage ..... 5

**BOIKO A.V., MAKSIUTA D.I.** The verification of axial turbine stage numerical experiment considering peripheral outflow ..... 18

**SEVERIN V.P., NIKULINA O.M., GODLEVSKA K.B.** Multi-objective optimization of control systems of steam turbine K-1000-60/1500 on the base of vector objective function ..... 24

**GOLOSHCHAPOV V.N., ALYOKHINA S.V., SIMBIRSKA O.O.** Modeling the structure of operating medium flow in the gap between the rotating disk and the stationary wall ..... 30

**SUBOTOVICH V.P., YUDIN YU.A., YUDIN A.YU., BOYARCHINOV A.U.** Investigation of hub zone turbine rotor blade ..... 34

**GRIZUN M.N., YERSHOV S.V.** Numerical modeling of multidimensional compressible flows with Newton method ..... 38

**STEPCHENKO A.S., KABANOV A.F., DUDKINA E.N.** Experimental determination of the dynamic characteristics of the turbines LPC casing «rod-type» and analysis of their damping properties ..... 47

**SUKHININ V.P., PUGACHOVA T.N.** Criteria for determining the high life steam turbine rotor ..... 56

**KOSTYUK V.E., KIRILASH E.I.** Numerical simulation of gas-turbine-driven compressor plant enclosure heat state ..... 63

**YEFIMOV A.V., GONCHARENKO A.L., GONCHARENKO L.V.** System of deep heat recovery from gases, leaving the boiler ..... 73

**ABDULIN M.Z., SERIY A.A.** Isothermic research of burners modules based on jet-niche systems ..... 81

**SERBIN S.I., GONCHAROVA N.A.** The comparative analysis of various coal gasification morphological structure ..... 89

**BEZRODNY M.K., PRYTULA N.O.** On optimum working conditions of heat pump heating systems with usage of renewable heat ..... 94

**GANZHA A.N., MARCHENKO N.A., PIDKOPAY V.N.** Rationale variant reconstruction system supplies heating energy residential joined laminated panels with using mathematical modeling of heating energy losses during transportation at coolant ..... 104

**TARASOVA V.A., KHIMENKO A.V.** Choice of rational geometrical parameters element of electric thermal storage ..... 110

**KOSHELNIK A.V., ZAYETS O.M., KOSHELNIK V.M.** Prediction of the heat medium modes of the regenerative hot blast stoves for calculation of heat recovery unit ..... 116

**VESELOVSKIY V.B., SAMUN R.O.** Research and restoration the function of heat in friction units on the temperature data ..... 125

**KAPUSTYANSKYI A.O.** Dynamics of quality changing of solid fuel coming onto TPS ..... 131

**KLIMCHUK A.A., SHRAMENKO A.N.** Methods of an intensification of processes of a discharge in channels of accumulators of heat on the basis of firm materials ..... 136

**VODKA A.A., TRUBAYEV A.I.** A method for the life-time prediction of bolted connection of the hydro turbine impeller ..... 140

**SLABCHENKO O.N.** The one-dimensional theory of the ideal stage axial-flow turbine ..... 149

НАУКОВЕ ВИДАННЯ  
**ВІСНИК**  
**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**  
**«ХП»**

**Збірник наукових праць**

Серія:  
Енергетичні та теплотехнічні  
процеси й устаткування

№ 13(987)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко  
Технічний редактор м.н.с., ас. С.П. Науменко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

**АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ:** Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХП»  
Кафедра турбінобудування.  
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11  
e-mail: [naumenkos@kpi.kharkov.ua](mailto:naumenkos@kpi.kharkov.ua)  
<http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/>

Обл. вид. № 13-13.

Підписано до друку 19.02.2013 р. Формат 60x90<sup>1/8</sup>. Папір офсетний 80 г/м<sup>2</sup>.  
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 9,0.  
Наклад 300. Зам. № 12308. Ціна договірна.

---

Віддруковано у ТОВ «Друкарня Мадрид».  
Свідоцтво видавничої справи: ДК № 4399 від 27.08.2012 р.  
61024, Харків, вул. Ольмінського, 11  
тел. (057) 756-53-25  
[www.madrid.in.ua](http://www.madrid.in.ua)

---