

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 12(1055) 2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2014

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – 194 с. – ISSN 2078-774X.

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

Збірник виходить українською та російською мовами

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

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Координаційна рада:

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

Редакційна колегія серії:

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

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

Члени редколегії: Е. Г. Братута, д-р техн. наук, проф.; А. М. Ганжа, д-р техн. наук, проф.;
В. І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.; С. В. Ершов, д-р техн. наук, проф.;
О. В. Ефімов, д-р техн. наук, проф.; В. М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;
З. Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф.; Ю. М. Мацевитий, д-р техн. наук, академік НАНУ,
дійсний чл. АН України; М. О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.;
О. І. Тарасов, д-р техн. наук, проф.; А. А. Халатов, д-р техн. наук, академік НАНУ;
М. В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.; О. Л. Шубенко, д-р техн. наук, чл.-кор. НАНУ

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

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 3 від 14 березня 2014 р.

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

<i>Бойко А. В., Максьюта Д. И.</i> Метод пространственной оптимизации ступени осевой турбины с учетом обтекания турбинных профилей и периферийной протечки	5
<i>Швецов В. Л., Кожешкурт И. И., Конев В. А., Солодов В. Г., Хандримайлов А. А.</i> Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД «ступень-диффузор»	12
<i>Евгеньев С. С., Футин В. А., Шубкин И. М.</i> Определение параметров за полуоткрытым рабочим колесом центробежной компрессорной ступени с учетом потерь на трение диска и перетекание в зазоре между корпусом и торцами лопаток	21
<i>Герасименко В. П., Овчинников М. М., Шелковский М. Ю.</i> Оптимизация малоразмерных газотурбинных двигателей	25
<i>Сербин С. И., Гончарова Н. А.</i> Исследование рабочих процессов камеры сгорания ГТД с применением <i>RQL</i> -технологии сжигания синтетического газа	29
<i>Шубенко А. Л., Бабенко О. А., Голощапов В. Н., Козлоков А. Ю.</i> Рациональное распределение тепловой нагрузки в теплофикационной установке турбины Т-100/120-130	34
<i>Субботович В. П., Юдин А. Ю.</i> Уравнение неразрывности для течения в слое переменной толщины на поверхности S_2	38
<i>Тарасов А. И., Литвиненко О. А., Михайлова И. А.</i> Задачи проектирования систем парового охлаждения газовых турбин	42
<i>Доник Т. В., Шихабутнинова О. В.</i> Факторы интенсификации теплообмена в трубе с завихрителем частичной закрутки потока	49
<i>Григорьев Г. В., Егоров П. В., Чупраков М. В., Гиммельберг А. С., Сухоруков Ю. Г.</i> Разработка термических деаэраторов повышенного давления для турбоустановок энергоблоков АЭС мощностью 1200 МВт	54
<i>Синцова Т. Г., Трифонов Н. Н., Ермолов В. Ф., Сухоруков Ю. Г.</i> Расчетное и экспериментальное исследование устойчивой работы смешивающих ПНД для ТЭС и АЭС	61
<i>Рухлинский В. В., Кожевников В. П., Борисенко О. М.</i> Анализ работоспособности радиальных подшипников скольжения турбомашин на водяной смазочной жидкости. 69	69
<i>Ефимов А. В., Потанина Т. В.</i> Оптимизация периодичности ремонтов оборудования энергообъектов с учетом фактора старения	77
<i>Подкопай В. Н., Ганжа А. Н., Марченко Н. А.</i> Математическое моделирование и идентификация фактических тепловых потерь через поврежденную изоляцию трубопроводов теплотрасс	83
<i>Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Лаптинов И. П.</i> Модель энергосберегающего управления нагнетательными установками тепловых электростанций	90

<i>Гришин Н. Н., Губский А. Н., Пальков С. А., Пальков И. А.</i> Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин	98
<i>Шульженко М. Г., Єфремов Ю. Г., Цибулько В. Й., Денарма О. В.</i> Мобільні засоби оцінки вібраційного стану енергетичних агрегатів	104
<i>Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Протасова Т. В.</i> Влияние окружной неравномерности свойств материала на неосесимметричное деформирование ротора турбины	111
<i>Ткаченко С. Й., Пішеніна Н. В., Румянцева Т. Ю.</i> Методи та засоби зниження невизначеностей оцінювання інтенсивності теплообміну в складних сумішах	116
<i>Минко А. Н., Шевченко В. В., Гордиенко В. Ю.</i> Определение геометрических параметров уплотнительных узлов турбогенераторов с водородным охлаждением	127
<i>Брунеткин А. И., Максимов М. В., Бондаренко А. В.</i> Идентификация количественного состава неизвестного газообразного горючего и его продуктов сгорания на основе измеренных технологических параметров процесса сжигания топлива	131
<i>Кошельник В. М., Кутовой В. А., Луценко А. С.</i> Научно-технические основы теплоэнергетических процессов термовакuumной сушки углеродных материалов.....	142
<i>Мартиняк М. А., Мисак Й. С.</i> Метод визначення ефективності роботи системи централізованого теплопостачання з тепловим пунктом	150
<i>Баласанян Г. О., Климчук О. А., Кириллова Е. В.</i> Дослідження роботи системи комбінованого теплопостачання навчального корпусу із застосуванням ексергоекономічного аналізу	156
<i>Поляков С. П., Калейніков Г. Е.</i> Системи опалення на базі відпрацьованих мастил ..	159
<i>Костюк О. П.</i> Режимы течи́и́ двофазових сумішей у проточному барботажному шарі утилізатора теплоти відхідних газів	163
Реферати	171
Рефераты	177
Abstracts	185

УДК 621.165

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

МЕТОД ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ОПТИМИЗАЦИИ СТУПЕНИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ С УЧЕТОМ ОБТЕКАНИЯ ТУРБИННЫХ ПРОФИЛЕЙ И ПЕРИФЕРИЙНОЙ ПРОТЕЧКИ

В работе приведен метод оптимизации ступеней осевой турбины с учетом обтекания турбинных профилей и периферийной протечки. Выполнены трехмерные расчеты исследуемой ступени. Проведено два этапа оптимизация по критерию повышения КПД. Расчетным путем повышен КПД изолированной ступени на 0,48 %. Получены интегральные и локальные по высоте характеристики потока. Сделан анализ полученных результатов. Представлены выводы относительно целесообразности применения данного метода при оптимизации турбин.

Ключевые слова: пространственное профилирование, разработка методики оптимизации, изолированная турбинная ступень, закон закрутки, периферийная протечка.

Введение

Оптимизация турбин всегда представляла большой интерес для энергетической отрасли и экономики страны в целом. Учитывая большое количество часов работы турбины в году и её достаточно большой остаточный ресурс, даже небольшое повышение эффективности турбины дает значительный экономический эффект [1].

Существенные резервы в повышении эффективности турбоагрегатов находятся в усовершенствовании проточной части мощных паровых турбин. В настоящее время, одним из перспективных направлений по усовершенствованию проточных частей турбин является использование вычислительной аэродинамики (*CFD*) в алгоритмах оптимизации [1]. При этом, необходимо учитывать, что утечки рабочего тела в периферийный зазор имеют значительное влияние на течение в турбинном канале.

В данной статье представлены результаты разработки метода пространственной оптимизации ступени с учетом характера обтекания турбинных профилей и утечек в надбандажное отверстие.

Постановка задачи

Объект исследования: турбинная ступень, в направляющей решетке которой использован профиль ТС-1А, а в рабочей – профиль активного типа Р2. Межвенцовый зазор, надбандажное пространство и выхлопной патрубков 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.

Для данной исходной ступени была проведена верификация её численного расчета, которая показала хорошее совпадение результатов численного расчета и натурального эксперимента [2].

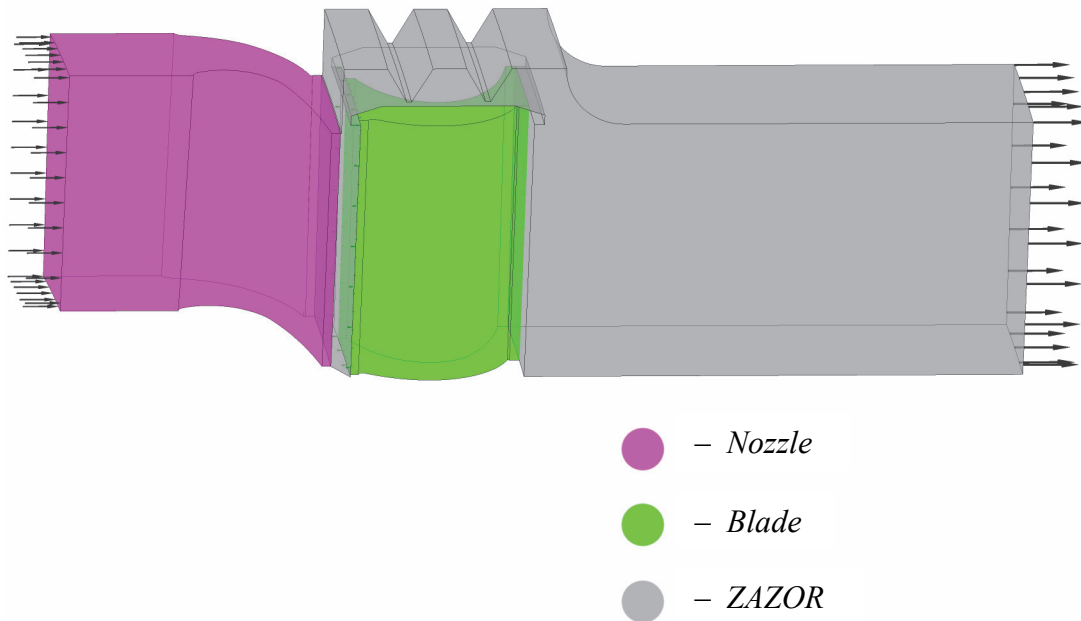


Рис. 1 – Общий вид расчетной области

Параметры исходной ступени указаны в таблице 1.

Таблица 1

Параметры исходной ступени

Параметр	Направляющий аппарат	Рабочее колесо
Ср. диаметр (d_{cp})	353 мм	353 мм
Хорда (b)	21,83 мм	16 мм
Угол установки (β_y)	55,1806°	13,17°
Отн. шаг (t/b)	0,747	0,722
Отн. длина (l/b)	1,145	1,69
Число лопаток (z)	68	96
Высота лопаток (l)	25 мм	27 мм
Обороты ротора (n)	8145 об/мин	
Межвенцовый зазор	4 мм	
Радиальный зазор	0,5 мм	

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 $180 \times 98 \times 90$ элементов, для рабочей решетки $120 \times 98 \times 90$ элементов. Домен ZAZOR в общей сложности состоял из 2,2 млн. элементов. Модель турбулентности – $k-\omega$ SST.

Цель исследования – создание метода оптимизации ступени осевой турбины, а так же качественный и количественный анализ результатов оптимизации.

Варьируемые параметры – законы закрутки направляющего и рабочего профилей.

Оптимизационный подход – теория планирования эксперимента с уточненной формальной макромоделью [3] и ЛП_т – поиск экстремума.

Расчетное исследование

Для варьирования законами закрутки лопаточных венцов предлагается применить зависимости:

$$r_1^{m_1} \operatorname{ctg} \alpha_y = \operatorname{const}; \quad r_2^{m_2} \operatorname{ctg} \beta_y = \operatorname{const}, \quad (1)$$

где r_1 и r_2 – радиусы направляющей и рабочей решеток соответственно; α_y и β_y – углы установки направляющей и рабочей решетки на данном радиусе; m_1 и m_2 – варьируемые параметры направляющей и рабочей решеток соответственно.

Параметры m_1 и m_2 характеризуют градиенты углов закрутки. При $m > 0$ получаются возрастающие к периферии углы (прямая закрутка), а при $m < 0$ – уменьшающиеся (обратная закрутка) [4].

Зная углы установки профиля, легко определить углы выхода потока.

По результатам расчетов была получена оптимальная ступень со значениями $m_1 = 0,53772$ и $m_2 = 2,1698$. Точность формальной макромоделли при этом составила 0,005 %. Интегральные характеристики течения в исходной и оптимальной ступени сведены в таблице 2.

Таблица 2

Интегральные характеристики работы исходной и оптимальной ступени

Параметр	Исходная	Оптимальная
КПД	85,05 %	85,34 %
Потери в сопле	3,30 %	3,23 %
Потери в лопатке	7,46 %	7,51 %
Потери с вых. скоростью	5,17 %	4,98 %
Расход	1,68021 кг/с	1,69344 кг/с

Таким образом, в результате оптимизации была получена ступень с КПД на 0,29 % выше, чем у исходной. Однако, в ходе проведения расчетов было обнаружено, что во всех расчетных вариантах (включая оптимальный) натекание потока на рабочую решетку происходит с ударом (рис. 2). Избежать удара и улучшить обтекание возможно с помощью корректировки угла установки рабочего профиля. Но в этом случае изменение геометрических параметров обязательно повлечет за собой изменение таких величин как расход и угол выхода потока из ступени. Поэтому, было предложено изменять геометрический входной угол профиля рабочей лопатки с последующим перепрофилированием [5]. Этот прием обеспечивая безударное натекание на рабочий профиль, не вызывает значительных изменений в исходных (расход) и выходных из ступени характеристиках потока.



Рис. 2 – Натекание потока на рабочую решетку на среднем радиусе после первого этапа оптимизации

Ступень с безударным натеканием на рабочую лопатку не всегда представляет собой самый лучший вариант с точки зрения минимума потерь. Поэтому, в задаче оптимизации к варьируемым параметрам была добавлена величина изменения геометрического входного угла профиля рабочей лопатки ($\Delta\beta_r$), что позволило в задаче оптимизации получать углы натекания потока, обеспечивающие минимальные профильные потери рабочей решетки.

Таким образом, полный список варьируемых параметров состоит из трех составляющих: законы закрутки направляющего и рабочего профилей, величина корректировки входного геометрического угла рабочей решетки ($\Delta\beta_r$) постоянная по всей высоте лопатки.

Диапазоны варьирования были выбраны на основании предшествующих оптимизации исследований. Их значения сведены в таблицу 3.

Таблица 3

Диапазоны варьирования переменных

Параметр	Направляющая решетка	Рабочая решетка
m_1	-1...2	X
m_2	X	-1...4
$\Delta\beta_r$	X	0...12

Порядок проведения численного эксперимента:

- 1) Определяются диапазоны варьирования.
- 2) Составляется план эксперимента.
- 3) Рассчитываются для исходной ступени на среднем радиусе по формулам (1) константы в законах закрутки.

4) Вычисляются углы установки направляющего и рабочего профилей по высоте по зависимостям, вытекающим из (1):

$$\alpha_y = \arctg\left(\frac{r_1^{m_1}}{\text{const}}\right); \quad \beta_y = \arctg\left(\frac{r_2^{m_2}}{\text{const}}\right). \quad (2)$$

5) Изменяются геометрические входные углы рабочей решетки на величину $\Delta\beta_r$.

- 6) Строятся новые профили.
- 7) Выполняется расчет ступени.

После второго этапа эксперимента была получена ступень со значением варьируемых параметров: $m_1 = 0,94014$, $m_2 = 1,550125$, $\Delta\beta_r = 7,653259^\circ$. Полученные профили рабочей лопатки в корневом, среднем и периферийном сечениях показаны на рис. 3–5.

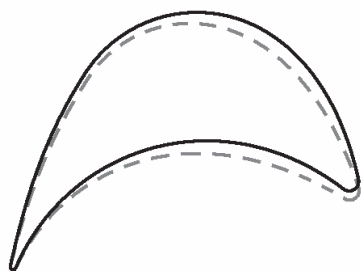


Рис. 3 – Корневе сечение исходного (—) и измененного (- - -) профиля решетки

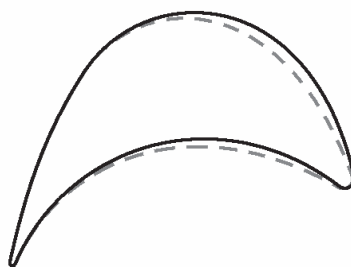


Рис. 4 – Среднее сечение исходного (—) и измененного (- - -) профиля решетки

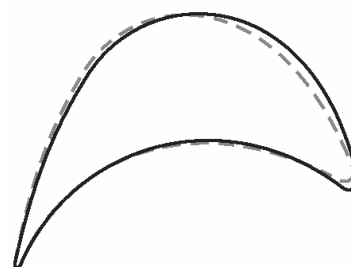


Рис. 5 – Периферийное сечение исходного (—) и измененного (- - -) профиля решетки

Точность формальной макромодели составила 0,04 %. Интегральные характеристики потока представлены в таблице 4.

Как видно, уточненная методика оптимизации оказалась лучше. КПД новой ступени на 0,48 % выше, чем у исходной. Заметно уменьшились потери на рабочих лопатках и на некоторую величину потери с выходной скоростью.

Таблица 4

Интегральные характеристики потока исходной и двух оптимальных ступеней

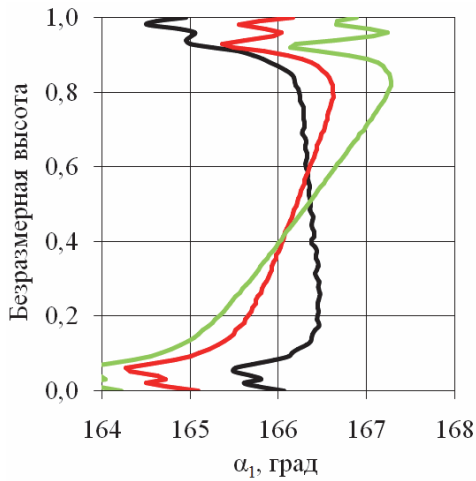
Параметр	Исходная	Оптимальная #1	Оптимальная #2
КПД	85,05 %	85,34 %	85,53 %
Потери в сопле	3,30 %	3,23 %	3,38 %
Потери в лопатке	7,46 %	7,51 %	6,92 %
Потери с вых. скоростью	5,17 %	4,98 %	5,05 %
Расход	1,68021 кг/с	1,69344 кг/с	1,69214 кг/с

Для более емкого анализа причин увеличения КПД ступени были получены локальные характеристики по высоте ступени (рис. 6–11).

Из рис. 6 видно, что угол выхода потока из направляющей решетки сильно изменился. Однако, такое изменение α_1 в совокупности с изменением β_y привело к значительному перераспределению угла натекания потока на рабочую решетку. Как видно из рис. 4, угол β_1 стал более равномерным по всей высоте рабочей решетки. Следствием этого явилась нормализация по высоте угла атаки на рабочую решетку (рис. 10). Кроме того, благодаря варьированию величины $\Delta\beta_r$ был найден оптимальный угол натекания на рабочую решетку. Этот вывод подтверждается построенными полями скоростей вокруг профиля рабочей решетки (рис. 2, рис. 11).

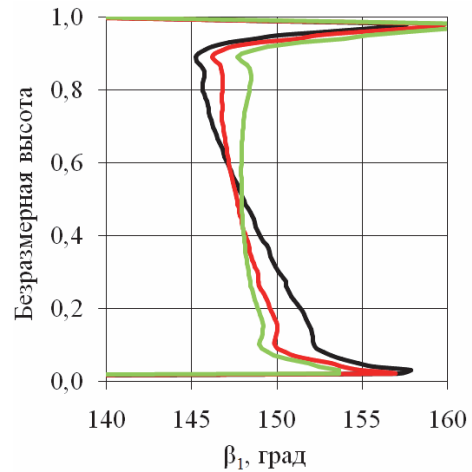
Степень реактивности ступени у исходного и наилучшего оптимального варианта практически не изменилась на среднем радиусе (рис. 9). Однако, у оптимального варианта мы имеем несколько выровненный градиент давления степени реактивности по высоте, что привело к некоторому уменьшению протечек через радиальный зазор ступени (0,17 %).

Следует, также, отметить, что сделанное ранее предположение об уместности изменения геометрического угла натекания рабочей решетки вместо угла её установки подтвердилось. Как видно из графиков, угол выхода потока из рабочей решетки существенно не изменился (рис. 8).



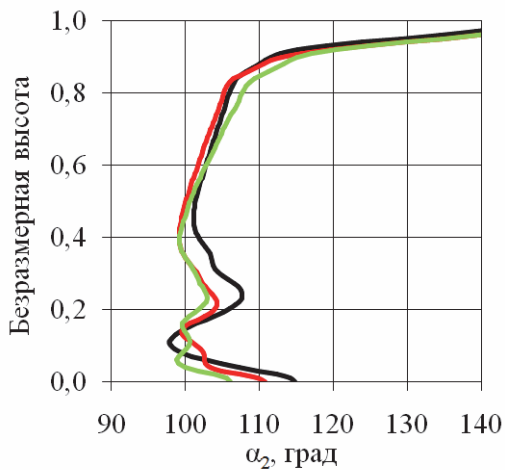
— α_1 исх — α_1 опт1 — α_1 опт2

Рис. 6 – Распределение по высоте абсолютного угла выхода потока из направляющей решетки



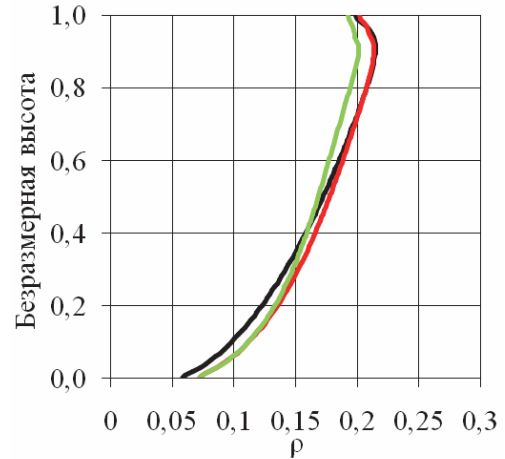
— β_1 исх — β_1 опт1 — β_1 опт2

Рис. 7 – Распределение по высоте относительного угла натекания потока на рабочую решетку



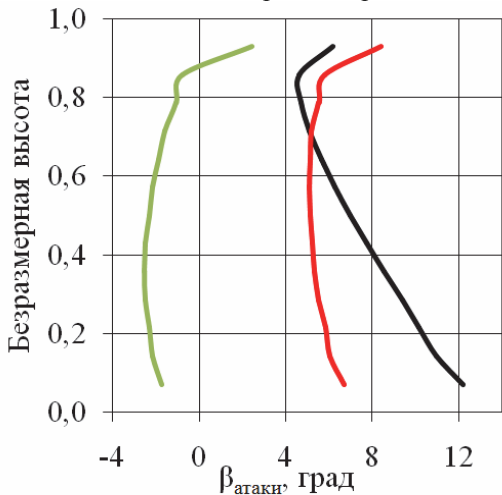
— α_2 исх — α_2 опт1 — α_2 опт2

Рис. 8 – Распределение по высоте абсолютного угла выхода потока из рабочей решетки



— ρ исх — ρ опт1 — ρ опт2

Рис. 9 – Распределение по высоте степени реактивности в ступени



— $\beta_{ат}$ опт2 — $\beta_{ат}$ исх — $\beta_{ат}$ опт1

Рис. 10 – Распределение по высоте угла атаки потока на рабочей решетке

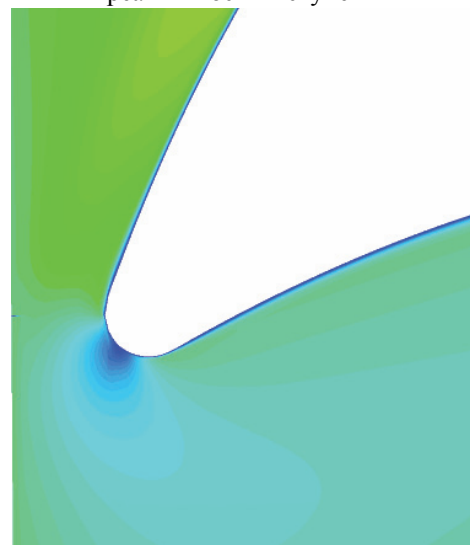


Рис. 11 – Натекание потока на рабочую решетку на среднем радиусе после второго этапа оптимизации

Не маловажною особенностью даних исследований является то, что интегральные и распределенные по высоте ступени характеристики хорошо согласуются между собой. В частности, из табл. 4 можно заключить, что повышение КПД оптимизированной ступени произошло в большей степени из-за снижения потерь на рабочей решетке и незначительно потерь с выходной скоростью. Полученные локальные характеристики течения в ступени подтвердили тот факт, что потери на рабочем колесе уменьшились за счет уменьшения удара потока при натекании и, как следствие, уменьшения пограничного слоя с более благоприятным обтеканием лопатки в целом.

Выводы

1) Предложен метод пространственной оптимизации турбинной ступени, позволяющий в процессе оптимизации учесть характер течения рабочего тела в решетках ступени и влияние на него протечек в радиальный зазор.

2) Получена оптимальная ступень, КПД которой выше исходной на 0,48 %.

Список литературы: 1. Бурлака, М. В. Аэродинамическая оптимизация направляющих решеток осевых турбин: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.16: защищ. 27.01.2011 / Бурлака Максим Васильевич. – Х., 2011. – 167 с. 2. Верификация численного расчета работы ступени осевой турбины с учетом периферийной протечки [Текст] / А. В. Бойко, Д. И. Максютя // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 18–23. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X. 3. Повышение точности формальной макромодели при планировании эксперимента [Текст] / А. В. Бойко, А. П. Усатый, В. С. Баранник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 5–9. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. 4. Бойко, А. В. Аеродинаміка проточної частини парових та газових турбін: розрахунки, дослідження, оптимізація, проектування [Текст]: моногр. / А. В. Бойко, А. В. Гаркуша. – Х.: ХДПУ, 1999. – Рос. мовою. – С. 142–143. – ISBN 966-593-058-3. 5. Бойко, А. В. Численный расчет влияния удара на рабочую лопатку при работе в ступени [Текст] / А. В. Бойко, М. В. Бурлака, Д. И. Максютя // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 7. – С. 24–28. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated): 1. Burlaka, M. V. *Ajerodinamicheskaja optimizacija napravljajushhih reshetok osevyh turbin. Dis. ... kand. tehn. nauk.* Kharkov, 2011. Print. 2. Bojko, A. V., and D. I. Maksjuta. "Verifikacija chislennoho rascheta raboty stupeni osevoj turbiny s uchetom periferijnoj protechki." *Visnyk NTU "HPI". Serija: Energetychni ta teplotehnychni procesy j ustatkuvannja.* No. 13(987). Kharkiv: NTU "HPI", 2013. 18–23. ISSN 2078-774X. Print. 3. Bojko, A. V., A. P. Usatyj and V. S. Barannik. "Povyshenie tochnosti formal'noj makromodeli pri planirovanii jeksperimenta." *Visnyk NTU "HPI". Serija: Energetychni ta teplotehnychni procesy j ustatkuvannja.* No. 12(986). Kharkiv: NTU "HPI", 2013. 5–9. ISSN 2078-774X. Print. 4. Bojko, A. V., and A. V. Garkusha. *Aerodynamika protochnoi' chastyny parovyh ta gazovyh turbin: rozrahunky, doslidzhennja, optyimizacija, proektuvannja.* Kharkov: HDPU, 1999. ISBN 966-593-058-3. Print. 5. Bojko, A. V., M. V. Burlaka and D. I. Maksjuta. "Chislennyj raschet vlijanija udara na rabochuju lopatku pri rabote v stupeni" *Energetychni ta teplotehnychni procesy j ustatkuvannja. Visnyk NTU "HPI".* No. 7. Kharkiv: NTU "HPI", 2012. 24–28. ISSN 2078-774X. Print.

Поступила (received) 13.02.2014

УДК 62.135

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

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫХЛОПНОГО ОТСЕКА ЦНД «СТУПЕНЬ-ДИФфуЗОР»

Выполнено численное исследование аэродинамических и энергетических характеристик последней ступени ЦНД мощной паровой турбины с предвключенным каналом межступенчатого зазора и входным участком канала диффузора выхлопного патрубка на стационарном режиме с использованием свойств влажного пара на основе односкоростного приближения и равновесной конденсации. Представлена трехмерная структура, осредненные аэродинамические характеристики элементов отсека, энергетические характеристики каналов ступени. Анализируется влияние геометрических элементов – щели отсоса влаги, проволоночной демпферной связи и периферийного цельнофрезерованного полочного бандажа на течение в каналах ступени. Обсуждается эффект и параметры струи надбандажной протечки на течение в диффузоре, влияние проволоночной демпферной связи на энергетические характеристики ступени. Исследован эффект возможного перетекания пара через технологическую щель в лопатке вблизи проволоночной демпферной связи.

Ключевые слова: последняя ступень ЦНД, система влагоудаления, осекольцевой диффузор, численное моделирование, влажный пар, аэродинамические, энергетические характеристики.

Введение

Статья посвящена численному исследованию аэродинамических и энергетических характеристик последней ступени ЦНД мощной паровой турбины с предвключенным каналом межступенчатого зазора и входным участком канала диффузора выхлопного патрубка на стационарном режиме с использованием свойств влажного пара. Представлена трехмерная структура, осредненные аэродинамические характеристики элементов отсека, энергетические характеристики каналов ступени. Анализируется влияние геометрических элементов – щели отсоса влаги, проволоночного и периферийного бандажей на течение в каналах ступени. Обсуждается эффект и параметры надбандажной струи протечки на течение в диффузоре, влияние проволоночного бандажа на энергетические характеристики ступени. Исследование проведено расчётными методами с использованием авторского программного комплекса *MTFS*[®].

1 Описание объекта исследования и особенности численной модели

Выхлопной отсек ЦНД включает последнюю ступень и фрагмент осерадиального диффузора. Проточная часть отсека с предпоследней ступенью приведена на рис. 1. Характерными особенностями ступени являются «обратная закрутка» сопловых лопаток, цельнофрезерованный полочный бандаж, одна промежуточная демпферная связь и развитая система влагоудаления. Рабочее колесо уплотнено надбандажным кольцом. Монтажный зазор между наружной поверхностью бандажа, имеющего форму многогранника с 104 гранями, и внутренней цилиндрической поверхностью кольца, является переменным. На номинальном режиме зазор составляет 8,5 мм, в зоне стыка отдельных полок – 7,68 мм. Козырек крепится к

© В.Л. Швецов, И.И. Кожешкурт, В.А. Конев, В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов, 2014

ободу диафрагмы посредством 36 дистанционных втулок диаметром 50 мм.

Некоторые данные отсека: высота сопла 1000 мм, угол периферийного меридионального раскрытия 40° ; высота РЛ 1030 мм, веерность РЛ – 2,46; степени расширения: осерадиального диффузора – 2,3, патрубка – 1,96; частота вращения ротора 50 с^{-1} .

Между торцом обода диафрагмы и полкой козырька существует канал влагоудаления из межвенцового пространства ступени. Обтекаемая поверхность козырька профилирована и является первой частью обечайки диффузора выхлопного патрубка. Со второй частью обечайки она сочленяется через замкнутую вихревую камеру. Форма этого участка обечайки оказывает существенное влияние на работу диффузора. Проточная часть ступени завершается фрагментом осерадиального диффузора с расширительными камерами на периферии и у корня рабочего венца. Описанные особенности проточной части смоделированы в полном объеме (рис. 2).

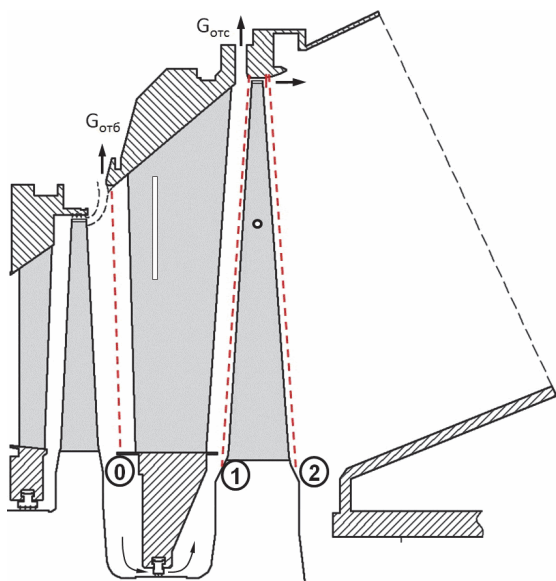


Рис. 1 – Схема проточной части отсека ЦНД

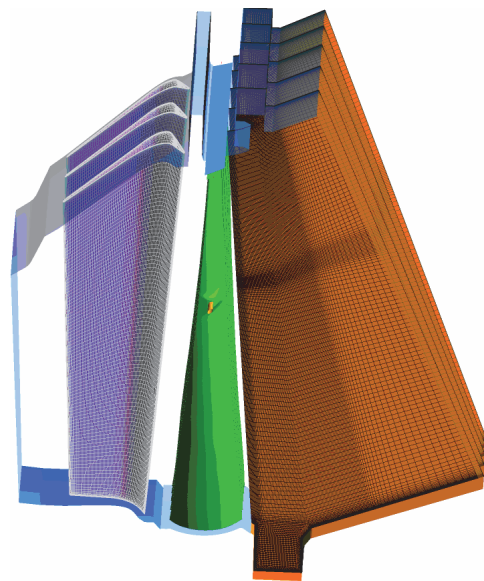


Рис. 2 – Сеточная модель

Краткое описание особенностей численной модели. Течение в каждой расчетной подобласти описывается полной системой нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру. Система дополняется дифференциальными уравнениями модели турбулентности. Интегрирование системы уравнений Навье-Стокса и ассоциированных уравнений осуществляется с помощью программного комплекса *MTFS*[®], который описан и тестирован в [1–3]. Расчетные подобласти аппроксимируются неструктурированными гексаэдральными сетками. Применяемая версия солвера использует неявную разностную TVD схему конечных объемов 2-го порядка точности [4]. Твердые стенки предполагаются адиабатическими, на них задается условие прилипания и равенство нулю эффективной вихревой вязкости. Турбулентные эффекты описаны на основе SST модели Ментера.

Мощности сеточного разбиения составляют более 1,8 млн. гексаэдров в расчетной области соплового аппарата и 2,0 млн. гексаэдров в области рабочего канала. В целом модель ступени и фрагмента диффузора построена на сетке около 5,0 млн. гексаэдров, что обеспечивает параметр пограничного слоя Y^+ менее 2 и приемлемую точность моделирования. Пограничные слои описываются облегающими гексаэдральными сетками на основе экспоненциального сгущения ячеек к стенкам.

В исследовании применена стационарная модель ступени с осреднением потоков массы, импульса и энергии в окружном направлении в межступенчатом зазоре за время прохождения лопатки ротора вдоль шага решетки статора. Расчеты вариантов последней ступени выполнялись при задании на входе равномерных в окружном направлении распределений полных параметров – давления, температуры, влажности и направления потока, взятых из теплового расчета. На выходе из фрагмента диффузора, а также в щели отсоса влаги задавалась величина противодавления, совпадающая с давлением в конденсаторе. Все расчеты выполнены на основе модели влажного пара, заданного таблицами водяного пара. Использовано односкоростное приближение равновесной конденсации (без учета переохлаждения).

Методика обработки данных расчетных исследований. В результате каждого расчета находились поля статических параметров – давления, плотности, температуры, степени влажности, энтальпии, энтропии, и трех компонент вектора скорости в абсолютной (либо вращающейся) системе отсчета, ассоциированные с центрами расчетных ячеек. Методика обработки данных численного эксперимента [5, 6] для получения интегральных параметров в характерных сечениях расчетной области использовала в каждом поперечном мерном сечении канала ступени (0–2, рис. 1) осреднение по массовому расходу вдоль окружной координаты. Получаемые одномерные радиальные распределения интерполируются в центры слоев постоянного расхода. Для вычисления энергетических характеристик ступени и, в частности, относительных потерь кинетической энергии, относительного лопаточного КПД ступени применялось сравнение расчетных и теоретических энтальпий, полученных из таблиц водяного пара.

2 Результаты исследования исходного варианта последней ступени ЦНД с длиной РЛ 1030 мм

Характеристики исследованных вариантов ступени и некоторые результаты исследований представлены в табл. и рис. 3–10. Исходная модель ступени (№ 1) работает на номинальном режиме при $GV_2 = 1871,55 \text{ м}^3/\text{с}$. Потери кинетической энергии (КЭ), отнесенные к располагаемому перепаду на ступень, в сопловой решетке составляют 3,83 %, в рабочей решетке – 3,74 %, КПД составляет 92,4 %.

Особенности течения. Поток из соплового аппарата в исходной модели (58,14 кг/с, вар. № 1) разделяется на три части: часть, уходящую в щель отсоса влаги (около 6,44 кг/с), в надбандажную струю (1,25 кг/с) и основной поток через рабочий венец (50,45 кг/с). Течение в сопловых каналах характеризуется небольшим набуханием пограничного слоя на вогнутой стороне профилей в области наибольшей кривизны. Отрицательная перекрышка на выходе у корня сопловой лопатки создает набухший погранслой на входе в РК. Струя в щель отсоса реализуется при средней скорости на входе около $M = 1,5$. Струя в щели надбандажной протечки реализуется при сверхзвуковом перепаде, прилипает к обечайке диффузора. Проволочный бандаж обтекается с образованием вихревой дорожки и создает локальные потери КЭ в данном поясе. Этому способствует и аэродинамически несовершенный профиль с вздутием в поясе крепления бандажной проволоки. Среднее значение влажности за кромками РК составляет 11,9 %.

Поток утечки через радиальный зазор имеет значительную неравномерность скоростей в поперечном направлении. На вращающемся бандаже со стороны межвенцового зазора образуется зона циркуляционного течения, вырождающаяся вдоль длины канала.

Исследованные варианты ступени и их интегральные характеристики

№ вар.	Характеристики исследованных вариантов					Расчетные значения расходов, кг/с			Потери КЭ в решетках, %	
	Межвенцовый зазор, мм	Щель отсоса, мм	Рад. зазор, мм	Кол-во втулок, шт.	Пров. бандаж	Вход сеч. 0	Отсос	Утечка над-банд.	СА	РК
1	63.5	31.8	8.5	0	+	58.142	6.439	1.250	3.83	3.74
2	63.5	31.8	8.5	0	-	58.135	6.469	1.233	3.93	3.45
3	63.5	31.8	8.5	36	+	58.111	5.478	1.395	3.80	3.22
4	81.5	31.8	8.5	36	+	58.140	6.588	1.445	4.06	3.26
5	99.5	31.8	8.5	36	+	58.123	6.618	0.871	4.26	3.20
6	63.5	0	8.5	0	+	57.842	0	1.811	3.53	2.40
7	63.5	31.8	11	0	+	58.151	6.415	1.568	3.97	3.71

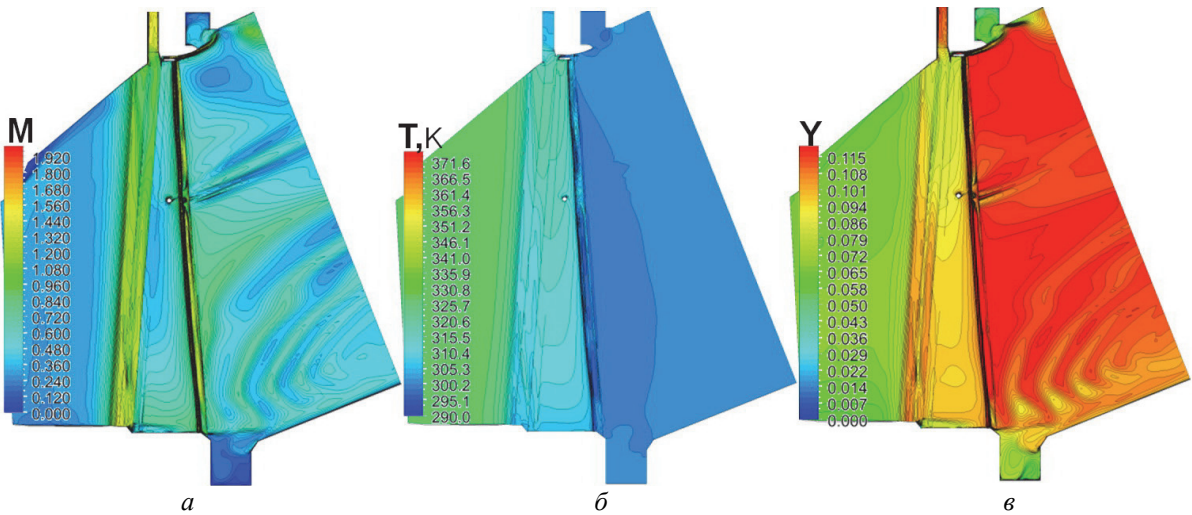


Рис. 3 – Число Маха *a*, температура *б*, массовая доля влаги *в* на среднечанальной поверхности ступени

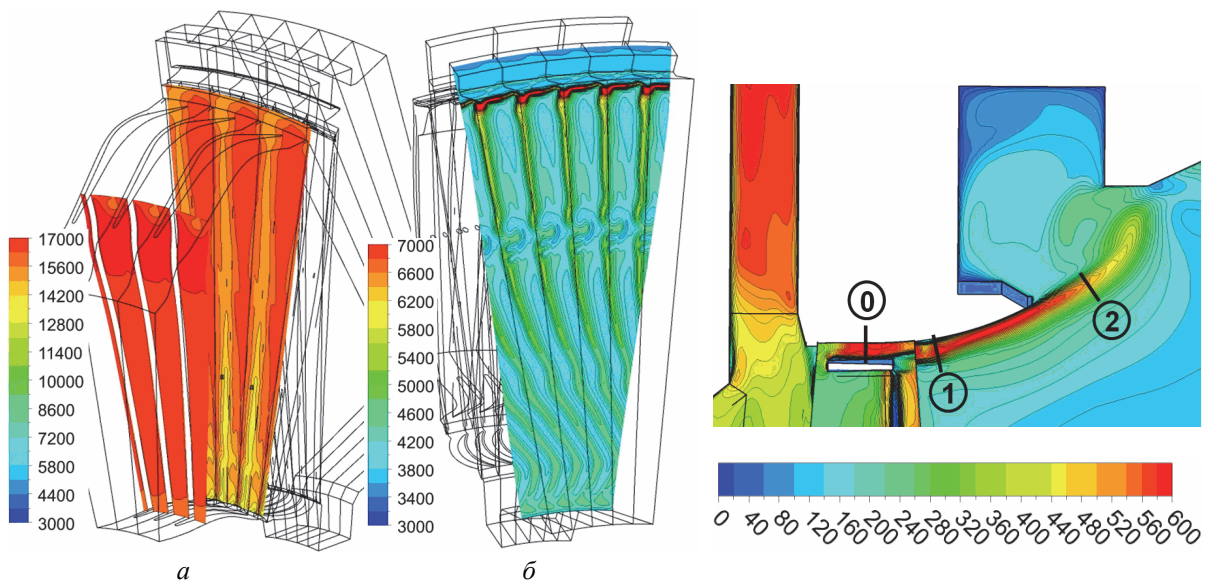


Рис. 4 – Давление торможения (Па) в сечениях СА *a* и РК *б* Рис. 5 – Скорость (м/с) в струе протечки

Сверхзвуковые скорости в потоке появляются на входе в канал со стороны бандажа и затем распространяются на всю ширину канала. В выходном сечении скорости достигают значения 600 м/с, что соответствует числу Маха $\sim 1,6$. Течение имеет сложную структуру, угол между вектором скорости и осевым направлением в ядре струи на входе в канал составляет 45 град, а на выходе – около 40 град. Кольцевая струя влажного пара, выходящая из канала между вращающейся поверхностью полочного бандажа и цилиндрической поверхностью козырька, обтекает радиусную поверхность козырька, локально ускоряясь и раскручиваясь. На середине участка свободной границы скорость расширившейся струи падает (443 м/с). Расход пара через радиальную щель в рассматриваемом варианте составляет 1,25 кг/с или 2,1 % расхода через ступень (рис. 5).

Течение через канал влагоудаления характеризуется формированием линии звуковых скоростей на входе в канал с дальнейшими ускорениями потока до сверхзвуковых скоростей и сохранением следовой структуры (рис. 6). На выходе из канала средние скорости достигают значения ~ 620 м/с. Угол между усредненным вектором скорости и радиальным направлением составляет ~ 40 град.

Влияние проволочного бандажа на энергетические характеристики ступени. Проволочный бандаж моделировался без зазора в теле РЛ и с осесимметричным зазором ~ 5 % диаметра проволоки для оценки эффекта перетекания пара через щель. При этом зазор моделировался с погранслоями (рис. 7). Несмотря на значительный перепад скоростей между поверхностями профиля течение в зазоре низкоскоростное и ламинарное со смыканием погранслоев, отмечены небольшие отрывы на выпуклой стороне профиля от вытекания струи. Влияние эффекта на потери незначительно.

Рабочая лопатка реализована также без бандажной проволоки и без вздутия в зоне проволочного бандажа (вар. № 2). Режим работы ступени без проволочного бандажа дает расход $GV_2 = 1869$ м³/с. Относительные потери кинетической энергии на ступень в сопловой решетке увеличились на 0,1 % и составили 3,93 %, в рабочей решетке снизились на 0,3 % и составили 3,45 %. КПД ступени без проволочного бандажа незначительно выше основной модели (на $\sim 0,2$ %) и составил 92,6 %. Таким образом, по данным расчетов при устранении проволоки и утолщения профилей происходит перераспределение потерь теплоперепада между диафрагмой и рабочим венцом (рис. 9).

Влияние дистанционных втулок и отсоса влажного пара из межвенцового зазора ступени. Дистанционные цилиндрические втулки, фиксирующие ширину щели отсоса, ориентированы соосно с осью турбины. Загромождение щели отсоса на диаметре расположения втулок их совокупным миделевым сечением составляет $A_{вт}/A_{полн} = 0,155$, с учетом угла натекания δ проходная площадь уменьшается пропорционально $\cos \delta$ в плоскости, перпендикулярной оси. Введение втулок в модель вар. № 3 повышает сопротивление щели отсоса. Структура течения в щели характеризуется направлением с углом около $\delta \approx 40^\circ$ по отношению к радиусу. Втулки обтекаются на сверхзвуковом режиме при локальных скоростях 744 м/с, что соответствует $\sim 2M$ (рис. 6). При этом расход через щель в сравнении с базовым вариантом снижается ~ 20 % (рис. 10). Снижение расхода отсоса пара из межвенцового зазора существенно влияет на структуру течения в периферийной зоне ступени. КПД ступени возрастает на 0,55 % в основном за счет уменьшения потерь в рабочей решетке на 0,52 %. Мощностной КПД уменьшается несколько меньше, т.к. часть снижения расхода отсоса уходит на рост (на 11 %) утечки через надбандажную щель.

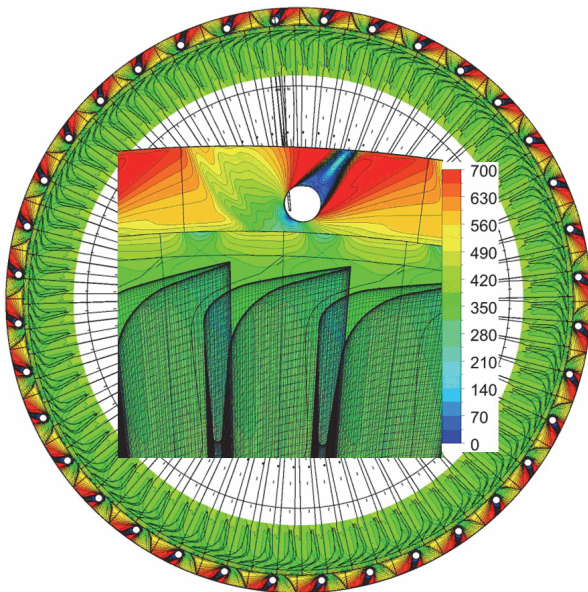


Рис. 6 – Поле скоростей (м/с) в щели отсоса

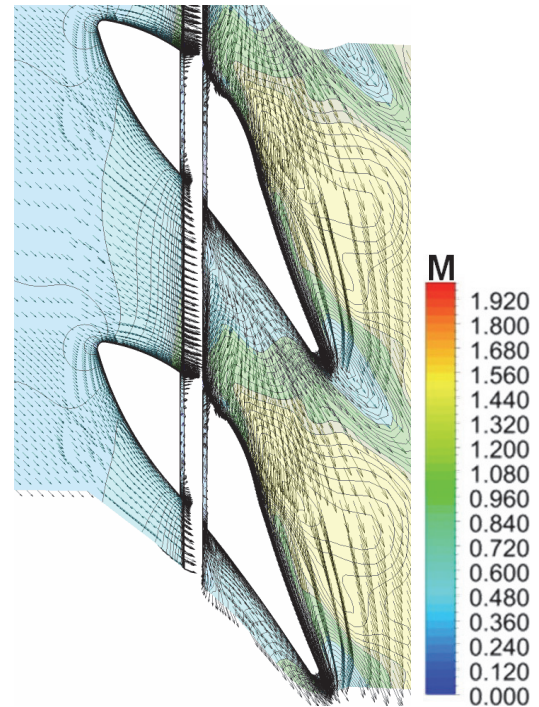


Рис. 7 – Число Маха при обтекании проволочного бандажа со щелью в теле РЛ

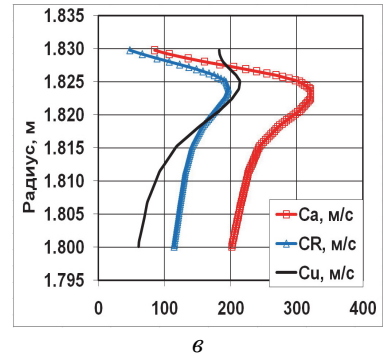
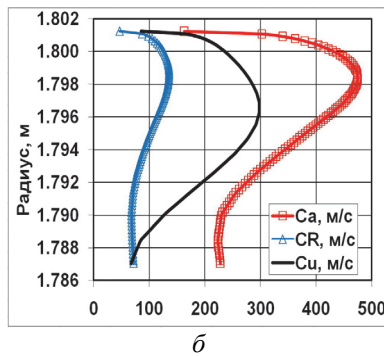
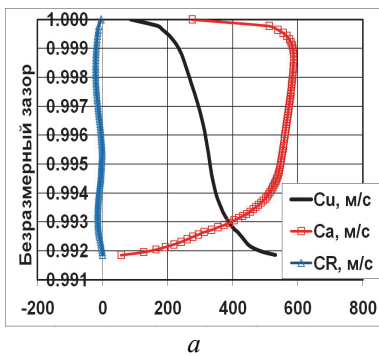


Рис. 8 – Компоненты скорости в надбандажном зазоре 0 а, в сечениях 1 б, 2 в за рабочей лопаткой (см. рис. 1) для варианта ступени № 1

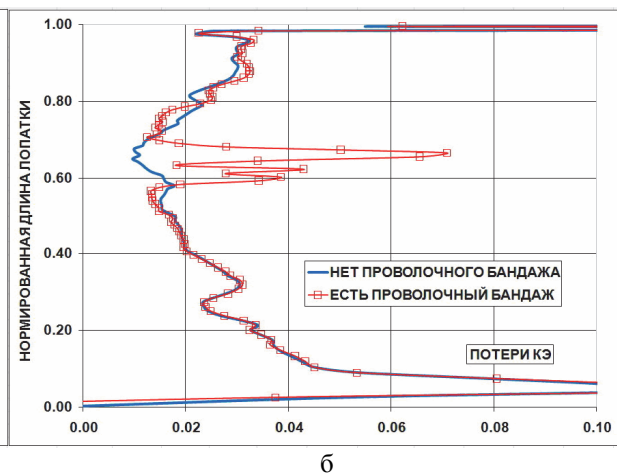
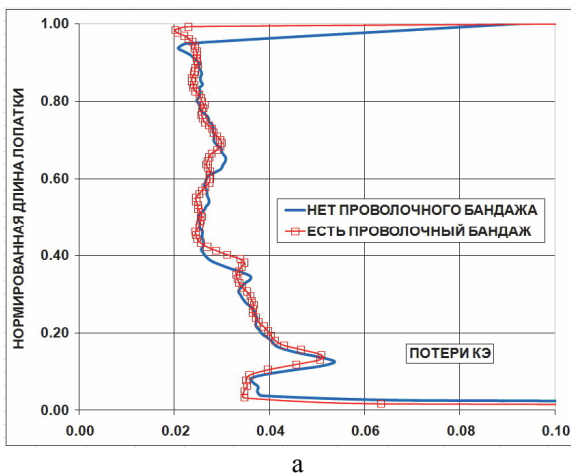


Рис. 9 – Радиальные распределения потерь КЭ на соплах а и рабочих б решетках в зависимости от наличия проволочного бандажа, отнесенные к изоэнтропическому перепаду на ступень

Таким образом, величина расхода пара в канале влагоудаления существенно влияет на характеристики ступени. Повышение сопротивления щели отсоса перераспределяет расходы через РК и радиальную щель надбандажной проточки.

Для уменьшения эрозии РЛ под воздействием капель в последних ступенях применяется увеличение межвенцового зазора. Отбор части пара из периферийной зоны межвенцового зазора через кольцевой канал влагоудаления уменьшает расход пара через рабочую решетку, снижает давление в межвенцовом зазоре, уменьшает реактивность, увеличивает газодинамическую перекрышу, что существенно меняет структуру течения и увеличивает потери в основном в рабочей решетке, уменьшая при этом потерю с выходной скоростью. Таким образом, чем больше дополнительные потери будут превышать снижение потерь от влажности, тем больше энергии будет затрачено на повышение эрозионной стойкости рабочих лопаток. Поэтому выбор эффективной величины отсоса пара является важной задачей при создании последней ступени. Оценка влияния отсоса пара выполнена дискретно путем дополнительного исследования отсека (вар. № 6) с закрытой щелью влагоудаления.

Согласно расчетным данным прекращение отсоса пара из межвенцового зазора увеличивает КПД ступени на 1,64 % при уменьшении потерь в сопловой решетке на 0,3 % и в рабочей решетке на 1,34 %. По данным экспериментальных исследований авторов для модельного отсека трех последних ступеней ЦНД в масштабе 1:3 с рабочим колесом с лопаткой 1030 мм на отдельном валу закрытие щели влагоудаления, ширина которой в модели составляла 8,75 мм, приводит к увеличению КПД ступени на 3 % при $GV_2 = 1977 \text{ м}^3/\text{с}$.

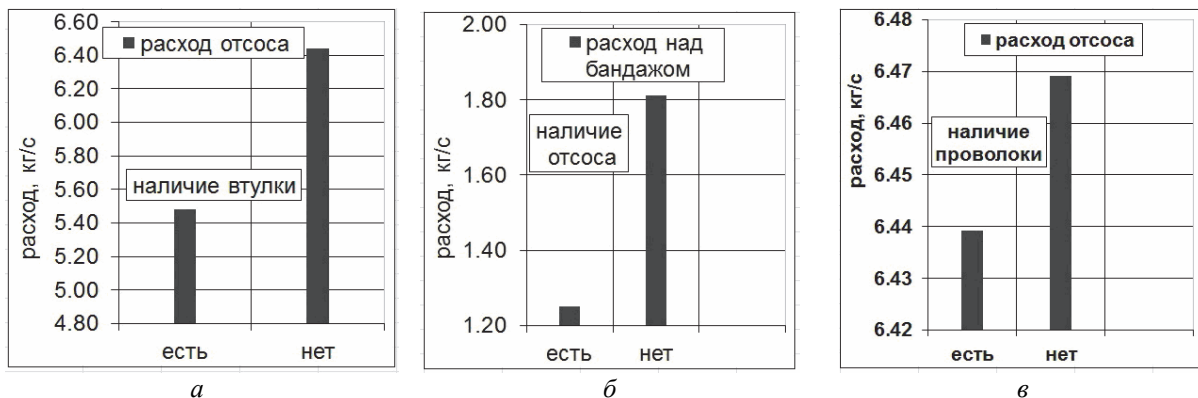


Рис. 10 – Влияние втулок *а*, отсоса *б*, проволоки *в* на расходные характеристики ступени

Влияние величины межвенцового зазора. Величина межвенцового зазора является комплексным параметром, влияющим на переменные аэродинамические силы, КПД и интенсивность эрозии входных кромок рабочих лопаток. Особая организация течения в периферийной зоне последних ступеней ЦНД с отсосом пара требует оценки влияния этого параметра на КПД ступени. Исследование проведено на модели вар. № 3 при трех значениях величины зазора на периферии ступени: 63,5 мм (вар. № 3), 81,5 мм (вар. № 4) и 99,5 мм (вар. № 5). Согласно полученным данным, КПД ступени с увеличением зазора несколько падает по нелинейной зависимости: при увеличении зазора на $\Delta l_a = 18 \text{ мм}$ на 0,3 % и при $\Delta l_a = 36 \text{ мм}$ на 0,44 %. Это происходит за счет увеличения доли потерь КЭ в межвенцовом зазоре, входящих в расчетной схеме в потери сопловой решетки. Более существенно влияние увеличения межвенцового зазора на расходы в щель влагоудаления и надбандажный зазор. Так, при увеличении межвенцового зазора на 36 мм (вар. № 5) расход в щель влагоудаления увеличивается

на ~ 21 %, а расход утечки уменьшается на 37 %, при этом происходит снижение КПД ступени до 0,5 %. Из этого можно сделать вывод, что одновременно с увеличением межвенцового зазора необходимо рассматривать выбор величины щели влагоудаления.

Если выделить на входе соплового аппарата периферийный пояс с расходом, равным расходу через щель отсоса пара, и сравнить осредненные по массовому расходу параметры, то, в пренебрежении перекосом поверхностей тока, можно получить потери кинетической энергии для такой струи и потери полного давления. Именно, для базового варианта без периферийных дистанционных втулок коэффициент потерь полного давления $\zeta_{\text{ПД}}$, отнесенный к напору на входе в периферийный пояс сопел, составляет 2,4. Аналогичная величина для варианта с втулками составляет 4,6. Разница в потерях определяется исключительно потерями полного давления за узким сечением и втулками щели отсоса.

Потери кинетической энергии для струи из периферийного пояса входного сечения сопел в кольцевую щель отбора $\zeta_{\text{КЭ}}$ рассчитываются путем сравнения осредненных по массовому расходу параметров течения. Именно, величина расчетной энтальпии на выходе струи сравнивается с величиной энтальпии изоэнтропно расширенной струи, разность составляет потерю, и относится к располагаемому теплоперепаду на ступень. Для базового варианта без периферийных дистанционных втулок потери составляют $\zeta_{\text{КЭ}} = 1,14$. Величина для варианта с втулками составляет $\zeta_{\text{КЭ}} = 1,15$, т.е. практически не отличается. Последнее объясняется сильным разгоном потока в щели отсоса.

Исследование потока утечки через надбандажную кольцевую щель и её влияние на основной поток в ступени. Выполнены сравнительный анализ течения в ступени для двух значений надбандажного зазора 8,5 мм (вар. № 1) и 11 мм (вар. № 7). Влияние величины зазора на течение в соплах не отмечено. По сечениям перед и за рабочим венцом влияние размера зазора на параметры в рабочей решетке отмечаются в основном вблизи надбандажной протечки.

На рис. 7 даны распределения вдоль радиуса компонент скорости в сечениях струи для зазора 8,5 мм. В сечениях за зазором приведены осредненные в окружном направлении распределения компонент скорости в функции радиуса. При этом наибольшая скорость достигается в сечении θ в плоскости симметрии зазора; по мере расширения (сеч. 1, 2 струи) скорость струи снижается, однако вследствие закрутки (около 125 град в ядре) струя прилегает к поверхности диффузора (рис. 5).

Расходные характеристики ступени меняются незначительно, однако с ростом зазора на 29 % расход надбандажной протечки увеличивается на 25 % (рис. 10). Расход через щель отсоса влаги остается неизменным. Незначительно изменяются энергетические характеристики ступени: происходит перераспределение перепадов, потери на соплах возрастают на 0,14 %.

Сравнивались потери на рабочем венце по сечениям вдоль всего радиального размера проточной части (с учетом протечки) и только с учетом бандажа (до верхнего края бандажа). На основе этих данных для струи при зазоре 8,5 мм потери кинетической энергии над бандажом оцениваются в 6 %. Потери КЭ для варианта № 1 с учетом протечки составляют 3,73 %, при учете только загромождения бандажом потери составляют 3,67 %. Столь малое различие (для зазора 8,5 мм) объясняется высокими скоростями и относительно малыми потерями кинетической энергии в радиальном зазоре над бандажом, что позволяет при учете потерь КЭ на РЛ не выделять отдельно потери в струе протечки.

Выводы

1) Получены газодинамические и энергетические характеристики отсека последней ступени ЦНД с предвключенным межступенчатым зазором и входным участком осерадиального диффузора выхлопного патрубка на режиме турбины К-325-23,5 при средних значениях давления и сухости перед ступенью 15000 Па и 0,932, давления за ступенью 3800 Па, расхода пара через ступень 58,14 кг/с.

2) В рамках модели равновесности проанализированы данные о влиянии на работу ступени отсоса пара из межвенцового зазора через щель влагоудаления, утечки пара через надбандажный зазор, проволочного бандажа, величины межвенцового зазора.

– Увеличение межвенцового зазора до 99,5 мм, т.е. в 1,57 раза приводит к снижению КПД на 0,44 % за счет увеличения потерь в межвенцовом зазоре. При этом расход отсоса пара увеличивается на 21 %, а расход утечки через надбандажный зазор уменьшается на 37 %.

– Величина надбандажного зазора в исследованном диапазоне оказывает малое влияние на потери КЭ на РЛ; изменения локализуются в основном вблизи бандажа. Струя протечки имеет среднюю закрутку на участке до периферийной расширительной камеры около 35 град по отношению к оси турбины и прилипает к выпуклой поверхности обечайки диффузора.

Список литературы: 1. Солодов, В. Г. Опыт трехмерного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в турбомашинах [Текст] / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев // *Аэрогидродинамика: Проблемы и перспективы*. – Х.: Нац. Аэрокосм. Ун-тет «ХАИ», 2004. – С. 134–157. 2. Солодов, В. Г. Влияние гомогенной/гетерогенной конденсации на нестационарное течение в осерадиальном диффузоре [Текст] / В. Г. Солодов, Ю. В. Скорый, Ю. И. Руднев // *Вестник НТУ «ХПИ»*. – 2000. – № 111. – С. 110–116. 3. Сертификат гос. регистрации авторских прав № 5921 Украины. Научно-прикладной программный комплекс *MTFS*[®] для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев // Украинское Государственное Агентство по авторским и смежным правам. – № 5921; заявл. 24.05.2002; опубл. 17.07.2002. 4. Liou, M. S. A Sequel to AUSM: AUSM+ [Text] / M. S. Liou // *Journ. of Computational Physics*. – 1996. – V. 129. – P. 364–382. 5. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / Под ред. В. А. Черникова. – Л.: Машиностроение, 1980. – 262 с. 6. Мигай, В. К. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин [Текст] / В. К. Мигай, Э. И. Гудков. – Л.: Машиностроение, 1981. – 272 с.

Bibliography (transliterated): 1. Solodov, V. G., and Ju. V. Starodubcev. "Opyt trehmernogo modelirovaniya szhimaemykh vjazkih turbulentnykh techenij v turbomashinah." *Ajerogidrodinamika: Problemy i perspektivy*. Kharkov: Nac. Ajerokosm. Un-tet "HAI", 2004. 134–157. Print. 2. Solodov, V. G., Ju. V. Skoryj and Ju. I. Rudnev. "Vlijanie gomogennoj/geterogennoj kondensacii na nestacionarnoe techenie v oseradial'nom diffuzore." *Vestnik NTU "HPI"*. No. 111. 2000. 110–116. Print. 3. Solodov, V. G., and Ju. V. Starodubcev. "Nauchno-prikladnoj programmnyj kompleks *MTFS*[®] dlja rascheta trehmernykh vjazkih turbulentnykh techenij zhidkostej i gazov v oblastjah proizvol'noj formy." U Sertifikat gos. registracii avtorskih prav 5921 Ukrainy. 17 July 2002. 4. Liou, M. S. "A Sequel to AUSM: AUSM+." *Journ. of Computational Physics*. 129 (1996): 364–382. Print. 5. *Ajerodinamicheskie harakteristiki stupenej teplovyh turbin*. Ed. V. A. Chernikova. Leningrad: Mashinostroenie, 1980. Print. 6. Migaj, V. K., and Je. I. Gudkov. *Proektirovanie i raschet vyhodnykh diffuzorov turbomashin*. Leningrad: Mashinostroenie, 1981. Print.

Поступила (received) 20.02.2014

УДК 621.515

С. С. ЕВГЕНЬЕВ, д-р техн. наук, проф.; проф. КНИТУ-КАИ, Казань, Россия;
В. А. ФУТИН, канд. техн. наук; с.н.с. КНИТУ-КАИ, Казань, Россия;
И. М. ШУБКИН, аспирант КНИТУ-КАИ, Казань, Россия

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗА ПОЛУОТКРЫТЫМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ С УЧЕТОМ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ ДИСКА И ПЕРЕТЕКАНИЕ В ЗАЗОРЕ МЕЖДУ КОРПУСОМ И ТОРЦАМИ ЛОПАТОК

На основе экспериментальных данных и расчетов с помощью метода конечно-объемных элементов по программе Flow Vision получены параметры за полуоткрытым рабочим колесом центробежной компрессорной ступени. Параметры рабочего колеса определены с учетом потерь на трение дисков и перетекания газа в межлопаточных каналах. Эти параметры влияют на эффективность рабочего колеса и являются граничными условиями при расчете осевых и радиальных сил. Уточнение этих параметров способствует повышению надежности и экономичности рабочего колеса. В данной работе для расчета относительных потерь на перетекание в зазорах между лопатками рабочего колеса и корпусом и на трение диска использованы обобщенные экспериментальные данные, учитывающие влияние фактических коэффициентов расхода ступени и реактивности рабочего колеса, геометрии бокового зазора между диском и корпусом, величины и направления расхода утечки около диска на его трение, а также влияние граничных условий за рабочим колесом в виде статического давления и закрутки потока непосредственно в боковом зазоре.

Ключевые слова: центробежный компрессор, полуоткрытое рабочее колесо, параметры за рабочим колесом.

Введение

Полуоткрытые рабочие колеса (РК) широко применяются в промышленных центробежных компрессорах и авиационных ГТД. Отсутствие покрывного диска и наличие зазора между корпусом и торцами лопаток полуоткрытого РК необходимо учитывать при расчете его характеристик. В связи с этим точное определение параметров РК с учетом потерь на трение дисков и перетекания газа в межлопаточных каналах, влияющих на эффективность колеса и являющихся граничными условиями при расчете осевых и радиальных сил, способствует повышению его надежности и экономичности, что является актуальным.

Анализ основных достижений и литературы

Обширные экспериментальные исследования течения воздуха в ступенях с полуоткрытым РК представлены в [1]. В этой работе показана физическая картина течения воздуха в полуоткрытом РК, на выходе из РК, безлопаточном и лопаточном диффузорах, работающих с РК. В данной работе для расчета относительных потерь на перетекание в зазорах между лопатками РК и корпусом $\beta_{пр}$ и на трение диска $\beta_{тр}$ использованы обобщенные экспериментальные данные из [2], учитывающие в отличие от известных работ [1, 3], влияние фактических коэффициентов расхода ступени Φ_0 и реакции РК Ω , геометрии бокового зазора между диском и корпусом, величины и направления расхода утечки около диска на его трение, а также влияние граничных условий за РК в виде статического давления и закрутки потока непосредственно в боковом зазоре.

Цель исследования, постановка задачи

Цель – определение параметров потока за полуоткрытым осерадиальным РК измерением, расчетом по известным газодинамическим характеристикам ступени

© С.С. Евгеньев, В.А. Футин, И.М. Шубкин, 2014

центробежного компрессора с использованием обобщенных литературных данных и численным расчетом по программе *Flow Vision*.

Материалы исследования

В качестве объекта исследования использована ступень центробежного компрессора, разработанная в ЗАО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», которая включала в себя: осевой входной патрубком; полуоткрытое осерадиальное РК, с углом установки лопаток на выходе $\beta_{л2} = 50^\circ$, наружным диаметром $D_2 = 300$ мм, относительной шириной РК на выходе $\bar{b}_2 = b_2/D_2 = 0,04$; лопаточный диффузор с углом лопатки на входе $\alpha_{л3} = 19^\circ$ и шириной $b_3 = b_4 = 1,25b_2$; выходное устройство в виде кольцевой камеры. Экспериментальные исследования проводились на воздухе при условном числе Маха $M_u = u_2/a_0 = 1$ (где u_2 – окружная скорость на РК на D_2 ; a_0 – скорость звука при входе в РК). Расчетный режим работы ступени соответствует условному коэффициенту расхода $\Phi_0 = 4V_0/(\pi D_2^2 u_2) = 0,058$ (где V_0 – объемный расход воздуха по условиям входа в РК).

При проведении эксперимента в ЗАО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» измерялись: статическое давление на входе в ступень p_0 ; температура на входе в ступень T_0 ; статическое давление на выходе из РК p_2 на диаметре $1,03D_2$; статическое давление на выходе из ступени p_k ; температура на выходе из ступени T_k . Производительность ступени определялась с помощью диафрагмы, установленной на линии нагнетания. По результатам экспериментальных данных получена характеристика ступени в виде зависимости коэффициента полезного действия и коэффициента напора от условного коэффициента расхода $\eta_{пол} = f(\Phi_0)$ и $\psi = f(\Phi_0)$.

Характеристику РК определяли по экспериментальной характеристике ступени. Для этого находили плотность на входе в ступень ρ_0 , далее задавали предварительное значение степени сжатия РК ε_2 и рассчитывали коэффициент расхода на выходе из РК φ_2 . Относительные потери на трение диска и перетечки в РК $\beta_{тр}$ и $\beta_{пр}$ находили с учетом обобщенных литературных данных по методике, представленной в [2]. После этого рассчитали теоретический коэффициент напора РК ψ_2 .

Далее по известным термодинамическим зависимостям из [4] определяли: степень реактивности РК Ω , температуру за РК T_2 , статическое давление за РК p_2 , плотность за РК ρ_2 , степень сжатия за РК ε_2 . Полученное значение ε_2 сравнивали с предварительным и уточняли весь расчет. Итерации проводили с точностью по ε_2 равной 10^{-4} . Таким образом, получали характеристику РК $\varphi_2 = f(\Phi_0)$ и $\psi_2 = f(\Phi_0)$.

Численное моделирование течения воздуха в проточной части центробежной ступени с полуоткрытым РК проводилось в программном комплексе *Flow Vision*. Расчет течения газа с помощью данного метода является физико-математическим представлением процесса и основан на численном решении системы уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу и описывающих динамику жидкости. Особенности применения *Flow Vision* для моделирования течения газа в турбомашинах рассмотрены в [5].

При численном моделировании рассматривалось осесимметричное течение воздуха в проточной части ступени, вследствие чего геометрическая модель

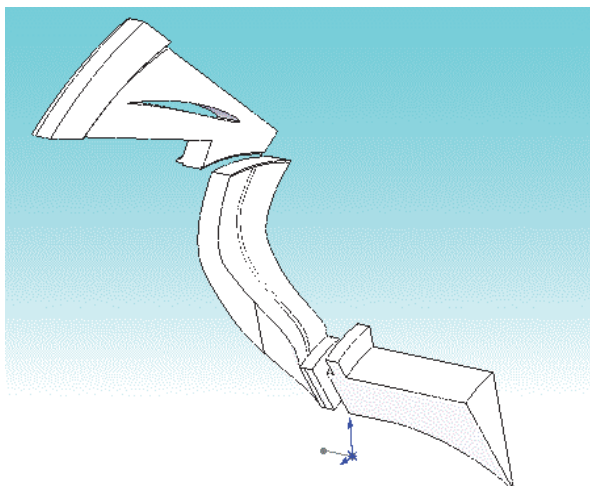


Рис. 1 – Геометрическая модель для численного моделирования

полные температуру и давление;

- на выходе из лопаточного диффузора задавали нормальную массовую скорость, определяемую как отношение заданного массового расхода воздуха m к площади выхода F_4 и к числу лопаток z_2 ;

- для неподвижных и вращающихся стенок задавали условие расчета пограничного слоя по логарифмическому закону; скорость на стенке при этом принималась равной нулю;

- подвижному элементу модели – рабочему колесу задавали движение вокруг оси z с частотой вращения $n = 21893$ об/мин, соответствующей частоте вращения реального РК центробежного компрессора;

- передача рассчитываемых данных от неподвижного входного аппарата к вращающемуся РК и далее к неподвижному лопаточному диффузору осуществлялась через связанные попарно между собой скользящие поверхности;

- для поверхностей, выделяющих осесимметричный сектор, задавали условие периодичности.

После проведения расчета с использованием средств постпроцессора программы *Flow Vision*, позволяющих проводить осреднение по площади и по расходу, определяли все необходимые термо- и газодинамические параметры в контрольных сечениях: на входе в РК и на выходе из РК.

Результаты исследования

В результате определены параметры за полуоткрытым рабочим колесом в виде зависимости относительного перепада статического давления от условного коэффициента расхода $(\bar{p}_2 - \bar{p}_0) = f(\Phi_0)$ тремя методами (см. рис. 2).

Первый метод основан на известной экспериментальной характеристике ступени с измерением статических давлений за рабочим колесом. *Во втором методе* параметры за рабочим колесом определены из суммарной экспериментальной характеристики ступени с учетом обобщения литературных данных по относительным потерям на перетекание и трение диска рабочего колеса. *Третий метод* заключается в определении параметров за рабочим колесом и всей характеристики ступени на основе численного моделирования течения газа на программе *Flow Vision*.

Из рис. 2 видно, что отличие измеренного (кривая 1) и рассчитанного (кривая 3) относительного перепада статического давления составляет (5–6) %, что обусловлено

представляет сектор с одной лопаткой РК и содержит три подобласти: входной аппарат, РК и лопаточный диффузор (см. рис. 1). Зазор между торцами лопаток РК и стенкой корпуса δ задан аналогично фактическому зазору, возникающему при работе центробежной ступени, и составляет 0,4 мм.

В результате численного моделирования в программном комплексе *Flow Vision* получали все необходимые параметры за рабочим колесом.

В расчетной модели были приняты следующие граничные условия:

- на входе в ступень задавали

различными диаметрами отбора давления. Измерения проводились на диаметре $1,03D_2$. Расчетные данные определены на диаметре D_2 .

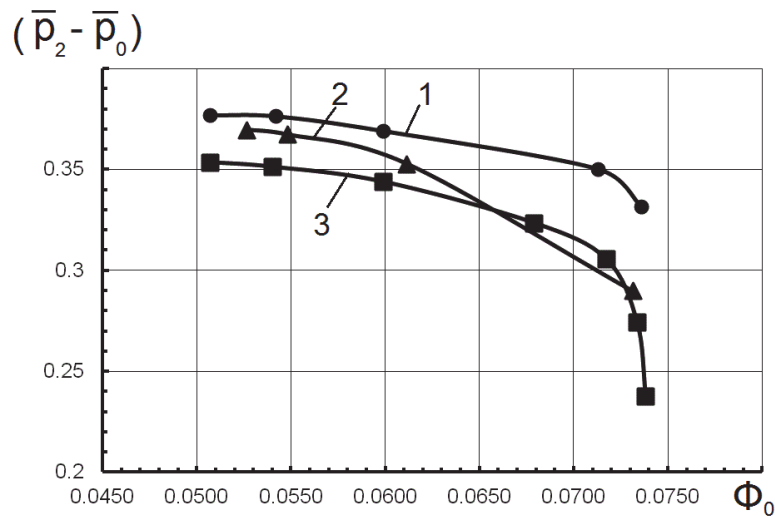


Рис. 2 – Зависимость $(\bar{p}_2 - \bar{p}_0) = f(\Phi_0)$:

1 – измерение за РК; 2 – результат численного моделирования;
3 – расчет по суммарной экспериментальной характеристике ступени с учетом обобщения литературных данных по относительным потерям на перетекание и трение диска рабочего колеса

Выводы

В статье получены параметры за РК тремя различными методами. Результаты расчетов и измерений хорошо согласуются между собой, что позволяет применять представленные расчетные методы при проектировании центробежных ступеней с полуоткрытыми осерадиальными РК.

Список литературы: 1. *Виноградов, Б. С.* Исследование рабочего процесса и характеристик центробежных компрессоров [Текст] / Б. С. Виноградов, В. А. Красильников, Н. А. Алемасова, А. Л. Новиков // Труды КАИ. – Казань, 1960. – № 56. – 157 с. 2. *Евгеньев, С. С.* Расчет осевых газодинамических сил, потерь на трение диска и перетекания в полуоткрытых рабочих колесах центробежных компрессоров [Текст] / С. С. Евгеньев, Г. Г. Петросян, В. А. Футин // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – Казань, 2009. – № 3. – С. 39–43. 3. *Ржавин, Ю. А.* Осевые центробежные компрессоры двигателей летательных аппаратов. Теория, конструкция и расчет [Текст]: учеб. / Ю. А. Ржавин. – М.: Изд-во МАИ, 1995. – 344 с. 4. *Ден, Г. Н.* Механика потока в центробежных компрессорах [Текст] / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1973. – 272 с. 5. *Хисамеев, И. Г.* Проведение верификации моделей проточной части турбомшины на программе Flow Vision [Текст] / И. Г. Хисамеев, В. А. Футин, И. М. Шубкин // Вестник КГТУ. – Казань, 2011. – № 22. – С. 106–110.

Bibliography (transliterated): 1. Vinogradov, B. S., et al. "Issledovanie rabocheho processa i harakteristik centrobezhnyh kompressorov." *Trudy KAI*. No. 56. Kazan, 1960. Print. 2. Evgen'ev, S. S., G. G. Petrosjan and V. A. Futin. "Raschet osevyh gazodinamicheskikh sil, poter' na trenie diska i peretekaniya v poluotkrytyh rabochih kolesah centrobezhnyh kompressorov." *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Aviacionnaja tehnika*. 3 (2009): 39–43. Print. 3. Rzhavin, Ju. A. *Osevyje centrobezhnye kompressory dvigatelej letatel'nyh apparatov. Teorija, konstrukcija i raschet*. Moscow: Izd-vo MAI, 1995. Print. 4. Den, G. N. *Mehanika potoka v centrobezhnyh kompressorah*. Leningrad: Mashinostroenie, 1973. Print. 5. Hisameev, I. G., V. A. Futin and I. M. Shubkin. "Provedenie verifikacii modelej protochnoj chasti turbomashiny na programme Flow Vision." *Vestnik KGTU*. No. 22. Kazan, 2011. 106–110. Print

Поступила (received) 23.02.2014

УДК 621.438(076.5)

В. П. ГЕРАСИМЕНКО, д-р техн. наук; проф. НАКУ «ХАИ»; Харьков;
М. М. ОВЧИННИКОВ, магистр НАКУ «ХАИ», Харьков;
М. Ю. ШЕЛКОВСКИЙ, инженер ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев

ОПТИМИЗАЦИЯ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Предложены мероприятия повышения топливной экономичности малоразмерных газотурбинных двигателей и энергетических установок с регенерацией тепла путем термодинамической оптимизации рабочего процесса и газодинамической оптимизацией узлов двигателя. Оптимальная степень повышения давления ГТД с температурой газа $T_T^* = 1100 \dots 1200$ К и степенью регенерации $\beta_p = 0,8 \dots 0,9$ составляет $\pi_{к\eta_e} = 3,5 \dots 4,5$, а КПД – $\eta_e = 0,33 \dots 0,35$. Также выполнена оптимизация центробежного компрессора и турбины.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, компрессор, турбина, регенерация тепла, оптимизация, коэффициент полезного действия.

Введение

К малоразмерным газотурбинным двигателям (ГТД) относят авиационные и судовые бортовые вспомогательные силовые установки (ВСУ) мощностью от 10...20 до 500...700 кВт или таких же мощностей двигатели для беспилотных летательных аппаратов [1], легких вертолетов и небольших самолетов [2]. Зарубежный опыт эксплуатации подобных ГТД показал, что они могут быть лучшими двигателями для турбопоездов, гусеничных машин и большегрузных автомобилей [3], или приводами передвижных электростанций (ПЭС) и газоперекачивающих агрегатов (ГПА) [4]. В виду меньшей токсичности выхлопных газов особый интерес такие ГТД представляют для маломощных мобильных энергетических установок, производящих электрическую и тепловую энергию на промышленных предприятиях и современных жилых комплексах. Главной проблемой ГТД в сравнении с поршневыми двигателями остается недостаточная топливная экономичность.

Целью данной статьи является совершенствование малоразмерных ГТД для повышения их экономичности. К особенностям таких ГТД в сравнении с полноразмерными относятся: масштабный фактор, отрицательно влияющий на рабочие процессы посредством критерия Рейнольдса; влияние радиальных зазоров в турбомашинах; снижение точности изготовления деталей и элементов проточной части двигателя; трудности в охлаждении турбин при высоких температурах газа T_T^* .

Результаты исследования. Действенным средством повышения экономичности энергетических и транспортных ГТД, а также ГПА является применение регенерации тепла. Эффективный КПД ГТД с регенерацией тепла определяют по формуле [1, 4]

$$\eta_{ep} = \frac{\left(\frac{\theta \eta_k \eta_T}{e} - 1 \right) \left(\frac{e-1}{\eta_k} \right)}{\theta \left\{ E - \beta_p \left[E - \epsilon \left(1 - \frac{1}{e} \right) \eta_T \right] \right\} - (1 - \beta_p) \left[1 + (e-1) \frac{1}{\eta_k} \right]}, \quad (1)$$

где β_p – степень регенерации; $\theta = T_T^*/T_H$ – степень подогрева в цикле; $E = C_{pg}/C_p$ –

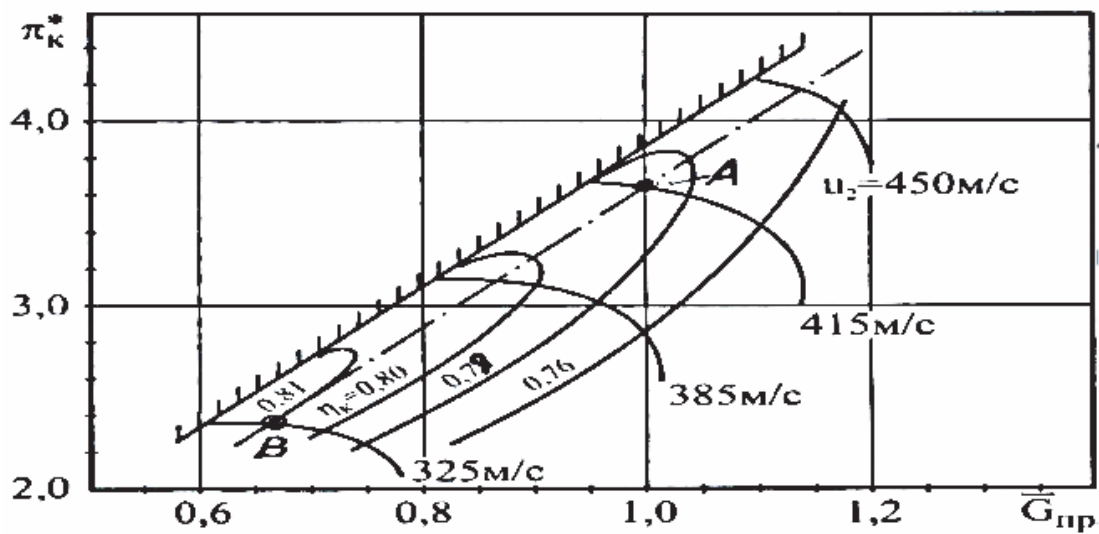
отношение теплоемкостей газа и воздуха; $\epsilon = [C_{pг}(e_T - 1)e] / [C_p(e - 1)e_T]$; $e = \pi_k^{*(k-1)/k}$; $e_T = \pi_T^{*(k-1)/k}$; π_k^* и π_T^* , η_k и η_T – степени повышения давления в компрессоре и понижения давления в турбине и их КПД с учетом потерь давления в регенераторе, во входном и выходном устройствах и камере сгорания.

Исследование данной формулы (1) на экстремум позволяет определить оптимальную по КПД двигателя степень повышения давления в компрессоре при наличии регенерации тепла $\pi_{к\eta e}$, как функцию от вышеперечисленных переменных [1]. Параметрические исследования такой функции в зависимости от этих переменных показывают, что при температуре газа перед неохлаждаемой турбиной $T_T^* = 1100 \dots 1200$ К оптимальная степень повышения давления в компрессоре ГТД со степенью регенерации $\beta_p = 0,8 \dots 0,9$ составляет $\pi_{к\eta e} = 3,5 \dots 4,5$. Эффективный КПД ГТД с учетом гидравлических потерь в регенераторе при этом достигает значений $\eta_e = 0,33 \dots 0,35$, что на (30...40) % выше КПД ГТД без регенерации тепла, требующего существенно более высокой степени повышения давления в компрессоре ($\pi_{к\eta e} = 12 \dots 15$). Потребность меньшей степени повышения давления в компрессоре ГТД с регенерацией тепла упрощает конструкцию двигателя, снижает затраты на его изготовление, обслуживание в эксплуатации и ремонт. В частности компрессором малоразмерного ГТД может быть использован центробежный компрессор (ЦБК) с многоярусным рабочим колесом (РК) и числами лопаток в ярусах [4] 10:20:40 или 11:22:44 при оптимальных их размерах. Согласно оптимизации условий входа в такие колеса при заданной производительности G и осевом подводе воздуха получено соотношение [5]

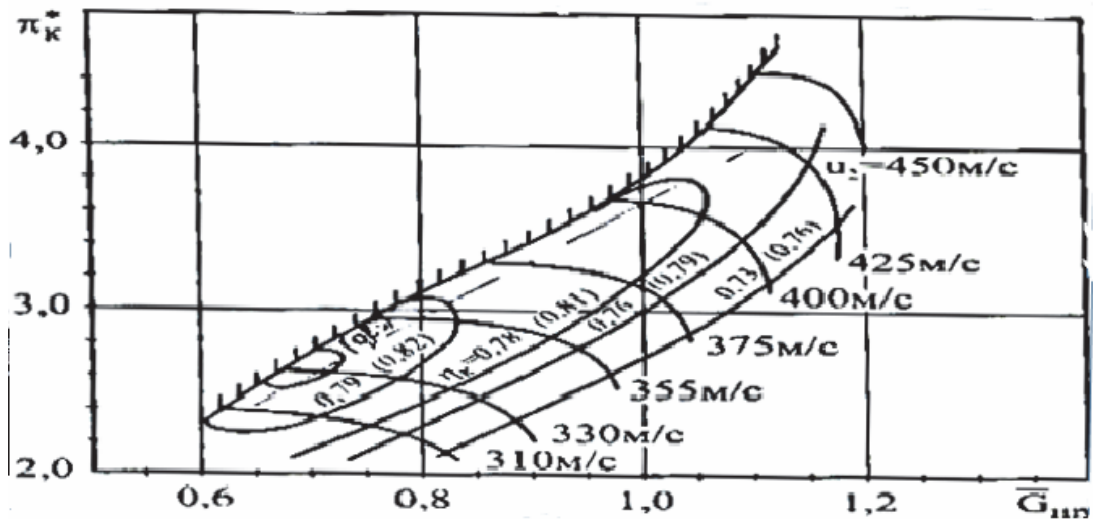
$$\frac{G\omega^2}{\pi(1-\bar{d}_1^2)P_1^* \sqrt{k^3 R T_1^*}} = \frac{M_{w1H}^3 \sin \beta_{1H} \cos^2 \beta_{1H}}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{w1H}^2 \sin^2 \beta_{1H}\right)^{\frac{1}{k-1} + \frac{3}{2}}}, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения РК; \bar{d}_1 – относительный диаметр втулки РК; P_1^* , T_1^* – полное давление и температура воздуха на входе; M_{w1H} – число Маха на входе в РК на наружном радиусе в относительном движении; β_{1H} – угол направления относительной скорости потока на входе в РК; k – показатель изоэнтропы; R – газовая постоянная воздуха. Исследование правой части выражения (2) на экстремум по углу β_{1H} при $M_{w1H} = 0,9$ дало оптимальное значение угла $\beta_{1H \text{ опт}} = 30^\circ$. Ограничение числа Маха минимизирует волновые потери в межлопаточных диффузорных каналах первого яруса РК согласно обобщенным данным А.Р. Хоуэлла в компрессорных решетках профилей в диапазоне $M_{кр} - M_{\text{max}}$.

Применение трехъярусного РК ЦБК с радиальными лопатками на выходе ($\beta_{2л} = 90^\circ$) позволило повысить коэффициенты напора до значений $\bar{H} = 0,745 - 0,755$ и мощности до $\mu = 0,9 - 0,915$, достигнув степени повышения давления $\pi_k^* = 4,0 \dots 4,5$ при окружной скорости лопаток $U_2 = 450$ м/с, как и в двухступенчатом осе-ЦБК (ОЦБК), подтвержденные сравнением их характеристик на рисунке [6].



а



б

Рис. – Характеристики ЦБК с трехъярусным РК а и двухступенчатого ОЦБК б

Повышение КПД турбин возможно многопараметрической оптимизацией по семи переменным ($\bar{U}_1 = U_1/C_s$ – относительная окружная скорость; ρ – степень реактивности; $\bar{D}_2 = D_2/D_1$ – диаметрность; углы потока за сопловым аппаратом α_1 и рабочим колесом β_2 ; коэффициенты скорости в сопловом аппарате φ и рабочем колесе ψ) симплекс – методом с помощью формулы окружного КПД [5].

$$\eta_u = 2\bar{U}_1 \left[\varphi \sqrt{1-\rho} \cos \alpha_1 + \bar{D}_2 \left(\psi \cos \beta_2 \sqrt{\rho + \varphi^2(1-\rho)} - 2\bar{U}_1 \varphi \sqrt{1-\rho} \cos \alpha_1 + \bar{D}_2^2 \bar{U}_1^2 - \bar{D}_2 \bar{U}_1 \right) \right]. \quad (3)$$

В частности для центробежной турбины (ЦСТ) с параметрами $\bar{D}_2 = 0,5$; $\bar{U}_1 = 0,705$; $\rho = 0,462$; $\alpha_1 = 11,9^\circ$; $\beta_2 = 12,45^\circ$; $\varphi = 0,98$ и $\psi = 0,9$ ожидаемое значение КПД $\eta_u = 0,95$, а для осевой турбины $\eta_u = 0,93$ при $\bar{D}_2 = 1,0$; $\bar{U}_1 = 0,544$; $\rho = 0,2$; $\alpha_1 = 10^\circ$; $\beta_2 = 15^\circ$; $\varphi = 0,98$; $\psi = 0,97$. Для реализации указанных значений параметров

в ЦСТ малоразмерного ГТД подвод газа к рабочему колесу может быть обеспечен специально спрофилированной улиткой без сопловых лопаток [7].

В качестве регенераторов в энергетических ГТД предпочтительными являются пластинчатые рекуперативные теплообменники или применение системы впрыска пара *STIG* [4], применяемой как для повышения экономичности ГТУ, так и для снижения вредных выбросов в выхлопных газах.

Выводы

Таким образом, повышение эффективного КПД ГТД (1) обеспечивается с одной стороны термодинамическим путем – регенерацией тепла с максимально возможной степенью регенерации $\beta_p = 0,8...0,9$ при оптимальной степени повышения давления $\pi_k^* = 4,0...4,5$ и $T_r^* = 1100...1200$ К, а с другой – газодинамическим – минимизацией гидравлических потерь в проточной части ГТД, в том числе оптимизацией компрессора (2) и турбины (3).

Список литературы: 1. Герасименко, В. П. Теорія авіаційних двигунів [Текст]: підручник / В. П. Герасименко. – Х.: ХАІ, 2003. – 199 с. 2. Газотурбинный двигатель Лайкоминг LTS101 мощностью в классе 600 л.с. [Текст] // Новое в зарубежном авиадвигателестроении. ЦИАМ. – 1976. – № 9. – С. 23–29. 3. Транспортные машины с газотурбинными двигателями [Текст]: / Н. С. Попов, С. П. Изотов, В. В. Антонов и др.: под общ. ред. Н. С. Попова. – Л.: Машиностроение, 1987. – 259 с. 4. Герасименко, В. П. Газотурбинные двигатели газоперекачивающих агрегатов. Определение характеристик [Текст]: учеб. пособие / В. П. Герасименко. – Х.: ХАИ, 2012. – 116 с. 5. Комплексное газодинамическое совершенствование двухтактных турбопоршневых транспортных дизелей [Текст] / С. А. Алёхин, В. П. Герасименко, Е. Н. Овчаров, В. А. Опалев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – №10/97. – С. 72–76. 6. Сравнительный анализ одно- и двухступенчатого компрессора для наддува высокофорсированных дизелей [Текст] / С. А. Алёхин, В. П. Герасименко, Ю. А. Анимов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С. 76–80. 7. Герасименко, В. П. Анализ течения газа в спиральной улитке центростремительной турбины [Текст] / В. П. Герасименко, Н. К. Рязанцев, Б. С. Сотников // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. – Х.: ХАИ, 1998. – Вып. 5. – С. 135–137.

Bibliography (transliterated): 1. Gerasymenko, V. P. *Teorija aviacijnyh dvyguniv*. Kharkov: HAI, 2003. Print. 2. "Gazoturbinyj dvigatel' Lajkoming LTS101 moshhnost'ju v klasse 600 l.s." *Novoe v zarubezhnom aviadvigatelestroenii*. CIAM 9 (1976): 23–29. Print. 3. Popov, N. S., et al. *Transportnye mashiny s gazoturbinnymi dvigateljami*. Ed. N. S. Popova. Leningrad: Mashinostroenie, 1987. Print. 4. Gerasimenko, V. P. *Gazoturbinye dvigateli gazoperekachivajushhijh agregatov. Opredelenie harakteristik*. Kharkov: HAI, 2012. Print. 5. Aljohin, S. A., et al. "Kompleksnoe gazodinamicheskoe sovershenstvovanie dvouhtaknyh turboporshnevyyh transportnyh dizelej." *Aviacionno-komicheskaja tehnika i tehnologija* 10/97 (2012): 72–76. Print. 6. Aljohin, S. A., V. P. Gerasimenko and Ju. A. Animov. "Srvavitel'nyj analiz odno- i dvuhstupenchatogo kompressora dlja nadduva vysokoforsirovannyh dizelej." *Dvigateli vnutrennego sgoranija* 1 (2007): 76–80. Print. 7. Gerasimenko, V. P., N. K. Rjazancev and B. S. Sotnikov. "Analiz techenija gaza v spiral'noj ulitke centrostremitel'noj turbiny." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. No. 5. Kharkov: HAI, 1998. 135–137. Print.

Поступила (received) 17.12.2013

УДК 621.43.056

С. И. СЕРБИН, д-р техн. наук, проф.; директор Машиностроительного института НУК им. адм. Макарова, Николаев;
Н. А. ГОНЧАРОВА, аспирантка НУК им. адм. Макарова, Николаев

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД С ПРИМЕНЕНИЕМ RQL-ТЕХНОЛОГИИ СЖИГАНИЯ СИНТЕТИЧЕСКОГО ГАЗА

Статья посвящена вопросам численного моделирования рабочих процессов камер сгорания газотурбинных двигателей, работающих на альтернативном топливе. Исследованы вопросы возможности применения RQL-технологии сжигания синтетического топлива и необходимости введения конструктивных модификаций топливосжигающих устройств с целью улучшения экологических характеристик существующих камер сгорания. Концепция RQL камеры сгорания представлена в качестве стратегии по снижению выбросов оксидов азота (NO_x) газотурбинных двигателей. Концепция отличается высокой стабильностью сгорания за счет богатой первичной зоны.

Ключевые слова: камера сгорания, синтетическое топливо, RQL-технология, математическое моделирование, горение.

Введение

При применении синтетических топлив в камерах сгорания ГТД по сравнению с двигателями, работающих на традиционном топливе, возможно увеличение выбросов оксидов азота (NO_x). Это связано с тем, что при содержании в воздухе 78 % азота и 21 % кислорода вместе с основными реакциями окисления: $2\text{H}_2 + \text{O}_2 \leftrightarrow 2\text{H}_2\text{O}$ и $\text{C} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{CO}_2$ при определенных условиях в зоне горения последовательно активируются две параллельные реакции: $\text{N}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{N} + 2\text{O} \rightarrow 2\text{NO}$ – с последующим образованием других оксидов азота – NO_x [1–2]. Это вызывает необходимость организации мероприятий по уменьшению уровня вредных выбросов. Одним из вариантов снижения количества оксидов азота в уходящих газах является применение технологии RQL (*Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn Combustor*), то есть, горение богатой смеси, быстрое смешение и горение бедной смеси [3].

Суть данной схемы заключается в быстром разбавлении богатой топливовоздушной смеси (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,5..0,7$) большим количеством воздуха. Подача относительно холодного воздуха приводит к понижению температуры пламени за счет его смешения с горячей топливовоздушной смесью и её обеднению.

Цель исследования, постановка задачи

В качестве исследуемого объекта выбрана камера сгорания энергетического газотурбинного двигателя мощностью 2,5 МВт [4]. Данный двигатель, по сравнению с аналогами, имеет следующие преимущества: высокую экономичность и ремонтпригодность, одновальную схему, возможность работы на различных видах топлива (природный, попутный нефтяной и пиролизный газ, дизельное топливо, биотопливо). Камера сгорания – индивидуальная, двухтрубная, противоточная.

Проведенные предварительные расчеты рабочих процессов в камере сгорания показали, что при её работе на синтетическом топливе наблюдается увеличение количества оксидов азота по сравнению с работой на традиционном топливе. Также определено, что применение RQL-технологии сжигания синтетического топлива требует конструктивной модификации камеры с целью эффективного снижения уровня NO_x в уходящих газах.

© С.И. Сербин, Н.А. Гончарова, 2014

Проведена серія трьохмерних розрахунків робочих процесів 1/2 частини камери згорання двигачеля з використанням *RQL*-схеми зжигання синтетического топлива з целью определения необхідних конструктивних рішень для улущення ее екологіческх характеристик.

Результати дослідження

З целью уніфікації зохранені конструкція корпусу камери згорання і габаритні розміри жарової труби. Отличительной особенностью розробляеомої камери згорання являється виконання обечайки жарової труби в зоні горіння багатой топливовоздушною сумішю з суженням на виході. Данне рішення дозволяє уникнути підсоса воздуха в эту зону через отвори жарової труби, розположенні в зоні быстрого смешения. Изменение площадей проходных сечений обечаек при переходе из зоны горіння багатой сумішю в зону быстрого смешения дополнительно способствует торможению потока и, как следствие, более качественному перемешиванию топливовоздушною сумішю с холодным окислителем, что благотворно сказывается на количестве оксида углерода в уходящих газах.

З помощью системы автоматизированного проектирования *SolidWorks* были построены базовые и модифицированные трехмерные параметрические цифровые модели 1/2 части камери згорання двигачеля (см. рис. 1).

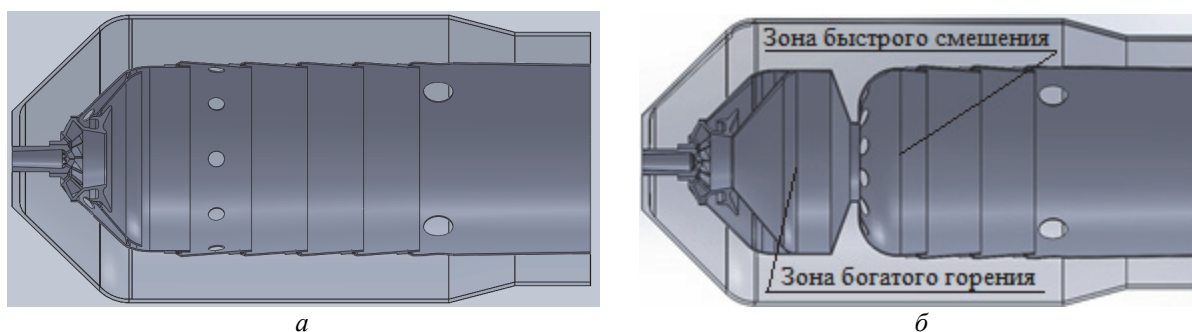


Рис. 1 – Трехмерные модели камери згорання: а – базовая модель; б – модифицированная модель

В расчетах горіння синтез-газа принята многоступенчатая кинетическая схема, включающая в себя тридцать пять химических реакций [5] (см. табл. 1)

Таблица 1

Кинетическая схема горіння синтез-газа

$H + O_2 \rightarrow OH + O;$	$OH + O \rightarrow H + O_2;$	$O + H_2 \rightarrow OH + H;$
$OH + H \rightarrow O + H_2;$	$OH + H_2 \rightarrow H_2O + H;$	$H_2O + H \rightarrow OH + H_2;$
$OH + OH \rightarrow H_2O + O;$	$H_2O + O \rightarrow OH + OH;$	$H + O_2 + M \rightarrow HO_2 + M;$
$HO_2 + H \rightarrow OH + OH;$	$HO_2 + H \rightarrow H_2 + O_2;$	$HO_2 + OH \rightarrow H_2O + O_2;$
$CO + OH \rightarrow CO_2 + H;$	$CO_2 + H \rightarrow CO + OH;$	$CH_4(+M) \rightarrow CH_3 + H(+M);$
$CH_3 + H(+M) \rightarrow CH_4(+M);$	$CH_4 + H \rightarrow CH_3 + H_2;$	$CH_3 + H_2 \rightarrow CH_4 + H;$
$CH_4 + OH \rightarrow CH_3 + H_2O;$	$CH_3 + H_2O \rightarrow CH_4 + OH;$	$CH_3 + O \rightarrow CH_2O + H;$
$CH_2O + H \rightarrow HCO + H_2;$	$CH_2O + OH \rightarrow HCO + H_2O;$	$HCO + H \rightarrow CO + H_2;$
$HCO + M \rightarrow CO + H + M;$	$CH_3 + O_2 \rightarrow CH_3O + O;$	$CH_3O + H \rightarrow CH_2O + H_2;$
$CH_3O + M \rightarrow CH_2O + H + M;$	$HO_2 + HO_2 \rightarrow H_2O_2 + O_2;$	$H_2O_2 + M \rightarrow OH + OH + M;$
$OH + OH + M \rightarrow H_2O_2 + M;$	$H_2O_2 + OH \rightarrow H_2O + HO_2;$	$H_2O + HO_2 \rightarrow H_2O_2 + OH;$
$H + OH + M \rightarrow H_2O + M;$	$H + H + M \rightarrow H_2 + M;$	

В расчетах применялся синтез-газ с низшей теплотворной способностью 21791 кДж/кг следующего состава (об.): CO = 15,09 %; H₂ = 50,63 %; CH₄ = 19,08 %; CO₂ = 12,59 %; N₂ = 2,61 %.

С помощью применения методов вычислительной гидродинамики (CFD) [6, 7] были исследованы процессы сжигания топлива в конструкциях с различными значениями выходного диаметра обечайки в зоне богатого горения (d_1), отнесенными к значению выходного диаметра соответствующей обечайки базовой конструкции (d_0). Полученные данные расчетов приведены в табл. 2 и на рис. 2–3.

Таблица 2

Результаты расчетов рабочих процессов в камере сгорания

Параметр	Базовая модель (традиционная схема горения)	Модификация 1 (RQL-схема горения)	Модификация 2 (RQL-схема горения)	Модификация 3 (RQL-схема горения)
d_1/d_0	1	1	0,89	0,43
Температура на выходе из КС, К	1167,4	1194,2	1192,3	1190,9
Мольная доля NO на выходе, ppm	94,0	144,3	109,1	28,9

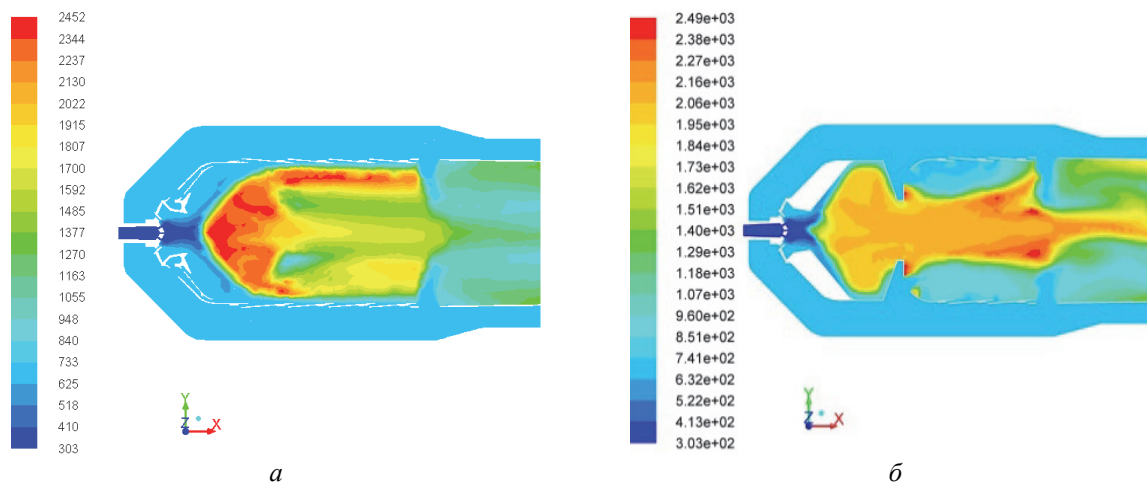


Рис. 2 – Контуры температуры (К) в продольных сечениях камеры сгорания: а – базовая конструкция; б – модификация 3

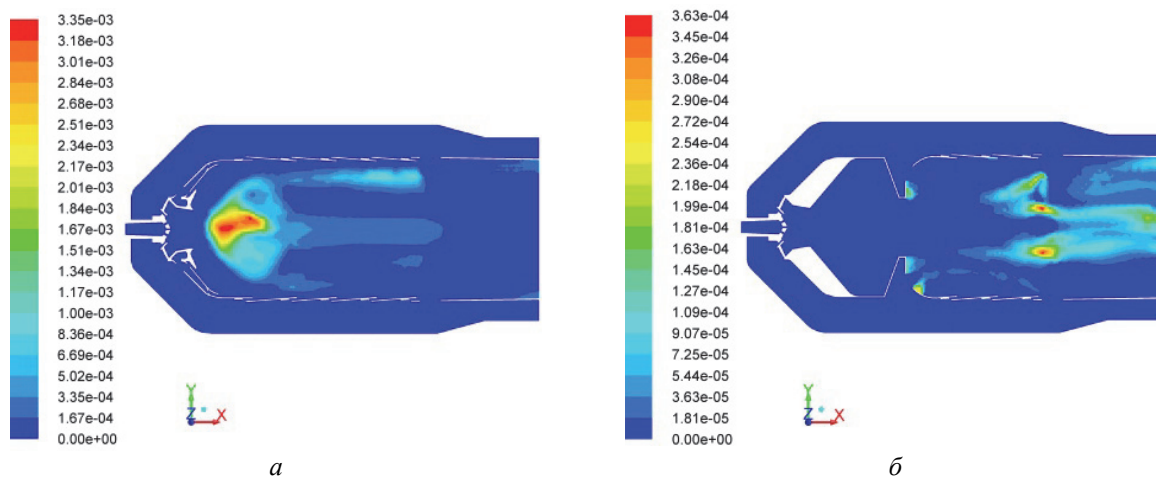


Рис. 3 – Распределение массовых долей NO в продольных сечениях камеры сгорания: а – базовая конструкция; б – модификация 3

При этом, в сравнении с базовой конструкцией, мольная доля CO на выходе из камеры сгорания в модификациях 1 и 2 уменьшилась на 68,5 % и 38,2 % соответственно, а в модификации 3 – увеличилась на 9,4 %. По данным трехмерных CFD-расчетов построена зависимость мольной доли оксида азота NO на выходе из камеры сгорания от степени сужения обечайки (см. рис. 4).

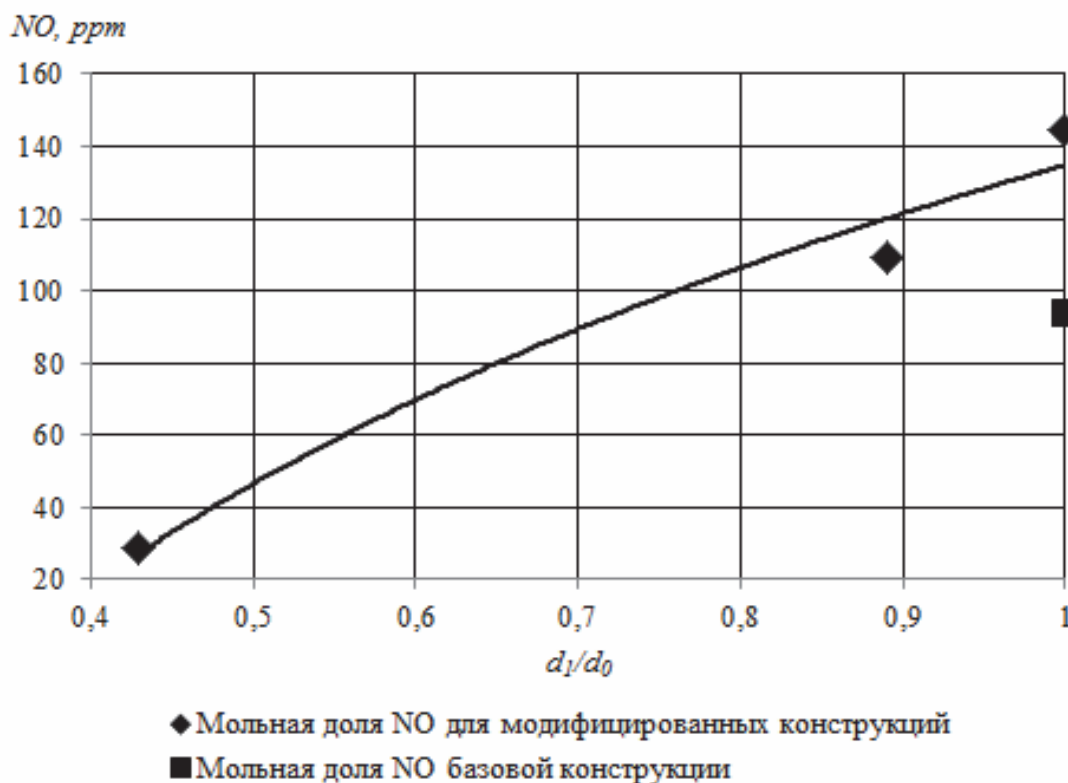


Рис. 4 – Эмиссия оксидов азота в выходном сечении камеры сгорания

Выводы

1) Установлено, что при работе базовой конструкции камеры сгорания на синтетическом топливе заданного состава расчетная мольная доля NO на выходе составляет 94 ppm. Переход к RQL-схеме горения синтетического топлива за счет простого перераспределения количества воздуха обеспечил более высокую полноту сгорания топлива, однако привел к увеличению выбросов оксидов азота.

2) С целью улучшения экологических характеристик камеры были предложены минимальные конструктивные изменения камеры. Установлено, что выполнение сужения выходного сечения обечайки жаровой трубы в зоне богатого горения позволяет минимизировать выбросы оксидов азота.

3) Расчеты показывают, что рекомендуемый интервал отношения выходного диаметра данной обечайки (d_1) к значению соответствующего диаметра базовой конструкции (d_0) составляет 0,4–0,55. При этом наблюдается снижение эмиссии оксида азота NO в выходном сечении жаровой трубы на (69–36) % соответственно.

Список литературы: 1. Кривопапов, В. В. Образование оксидов азота в камерах сгорания современных ДВС и способы снижения их содержания в отработавших газах [Текст] / В. В. Кривопапов, И. В. Максакова, В. В. Фомин // Вестник ЮУрГУ. – 2012. – № 12. – С. 86–92. 2. Ковецкий, В. М. Газотурбинные двигатели в энергетике. Достижения, особенности, возможности [Текст] /

В. М. Ковецкий, Ю. Ю. Ковецкая. – Киев: Науч. кн., 2008. – 254 с. **3.** Progress in Gas Turbine Performance: Chapter 6. Review of the new combustion technologies in modern gas turbines [Электронный ресурс] / M. Khosravy el Hossaini. – Режим доступа: <http://dx.doi.org/10.5772/54403>. – Заголовок з екрану. – ISBN 978-953-51-1166-5. **4.** Романовський, Г. Ф. Сучасні газотурбінні агрегати [Текст]: навч. посібник в 2 т. / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: НУК, 2005. — Т. 1: Агрегати виробництва України та Росії. – 344 с., 12 с. іл. **5.** Smooke, M. D. Reduced Kinetic Mechanisms and Asymptotic Approximations for Methane-Air Flames. In Lecture Notes in Physics [Text] / M. D. Smooke // Springer-Verlag, 1991 – Vol. 384. – P. 161. **6.** Serbin, S. I. Investigation of the working processes in a gas turbine combustor with steam injection [Электронный ресурс] / S. I. Serbin, A. Mostipanenکو, I. Matveev // Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference. – Honolulu, Hawaii, USA. – March 13 – 17, 2011. – Электрон. дан. (1 файл). – AJTEC2011-44042. – 6 р. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. **7.** Serbin, S. I. Investigations of the working process in a «Lean-Burn» gas turbine combustor with plasma assistance [Text] / S. I. Serbin, A. Mostipanenکو, I. Matveev // IEEE Trans. Plasma Sci. – 2011. – Vol. 39, No 12. – P. 3331–3335.

Bibliography (transliterated): **1.** Krivopalov, V. V., I. V. Maksakova and V. V. Fomin. "Образование оксидов азота в камерах сгорания современных ДВС и способы снижения их содержания в отработавших газах." *Vestnik JuUrGU*. No. 12. 2012. 86–92. Print. **2.** Koveckij, V. M., Ju. Ju. Koveckaja. *Gazoturbinnye dvigateli v jenergetike. Dostizhenija, osobennosti, vozmozhnosti*. Kiev: Nauch. kn., 2008. Print. **3.** Khosravy, M., el Hossaini. "Chapter 6. Review of the New Combustion Technologies in Modern Gas Turbines." *Progress in Gas Turbine Performance*. InTech – Open Access Company, 2004. Web. 09 December 2013 <<http://dx.doi.org/10.5772/54403>>. **4.** Romanovs'kyj, G. F., S. I. Serbin and V. M. Patlajchuk. *Suchasni gazoturbinni agregaty. T. 1: Agregaty vyrobnyctva Ukraïny ta Rosii'*. Mykolai'v: NUK, 2005. Print. **5.** Smooke, M. D. "Reduced Kinetic Mechanisms and Asymptotic Approximations for Methane-Air Flames. In Lecture Notes in Physics." *Springer-Verlag* 384 (1991): 161. Print. **6.** Serbin, S. I., A. Mostipanenکو and I. Matveev. "Investigation of the working processes in a gas turbine combustor with steam injection." *Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference. March 13-17. Honolulu, Hawaii, USA, 2011*. No. AJTEC2011-44042. CD-ROM. **7.** Serbin, S. I., A. Mostipanenکو and I. Matveev. "Investigations of the working process in a «Lean-Burn» gas turbine combustor with plasma assistance." *IEEE Trans. Plasma Sci.* 39(12) (2011): 3331–3335. Print.

Поступила (received) 14.02.2014

верхней ПС-2 ступеней и определить рациональные режимы эксплуатации турбины при работе только сетевого подогревателя нижней ступени. При этом следует учесть, что на режимы эксплуатации турбины и ТФУ значительно влияет температура наружного воздуха и расход сетевой воды.

Расход тепловой энергии при работе теплофикационной турбины определяется температурным графиком, задаваемым Потребителем (в условиях города – «Тепловыми сетями»). Поэтому в качестве исходного задания для анализа работы ТФУ принят температурный график тепловых сетей г. Харькова, для которых турбоустановка № 1 или № 2 Харьковской ТЭЦ-5 производит тепловую энергию.

Двухступенчатая теплофикационная установка подключена к отбору 6 цилиндра среднего давления (ЦСД), из которого получает пар повышенного давления p_B (от 0,06 до 0,25 МПа) сетевой подогреватель верхней ступени ПС-2 и к регулируемому отбору 7 цилиндра низкого давления (ЦНД), расположенного между выхлопом ЦСД и входом в ЦНД, из которого получает пар с давлением p_H (от 0,05 до 0,20 МПа) подогреватель сетевой воды нижней ступени ПС-1. Подогреватели ПС-1 и ПС-2 подключены по сетевой воде последовательно, что обеспечивает на выходе из ТФУ температуру сетевой воды, определяемую температурным графиком потребителя. Для регулирования этой температуры используются задвижки 1–3 и перемычки с задвижками 4, 5. Регулирование количества отпускаемого тепла осуществляется поворотной диафрагмой, расположенной на входе в проточную часть ЦНД, приводом для которой служит сервомотор. Поворотом кольца регулирующей диафрагмы производится распределение потоков пара в ПС-1 и проточную часть ЦНД, от чего зависит как количество тепла, отдаваемого сетевой воде в ПС-1, так и выработка мощности в ЦНД, передаваемой электрогенератору.

Результаты исследования. На рис. 2а приведены графики выработки электрической мощности энергоблоком при штатном распределении тепловой нагрузки между подогревателями нижней и верхней ступеней ($Q_{T1} = Q_{T2} = 0,5Q_T$).

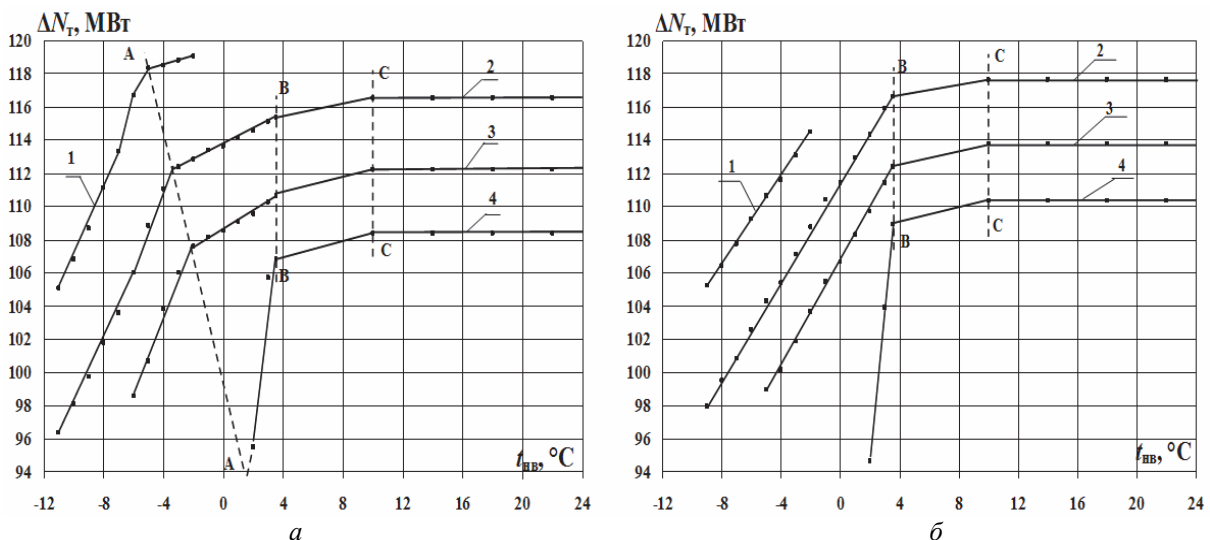


Рис. 2 – Влияние работы двух подогревателей ПС-1 и ПС-2 с равным распределением тепловой нагрузки a и одного подогревателя сетевой воды ПС-1 $б$ на изменение мощности турбины Т-100/120-130:

1 – $G_{св} = 1000$ т/ч; 2 – $G_{св} = 2000$ т/ч; 3 – $G_{св} = 3000$ т/ч; 4 – $G_{св} = 4000$ т/ч

Для получения результатов использован программно-вычислительный комплекс «SCAT» [3], адаптированный к решению задач распределения тепловых потоков в ТФУ совместно с тепловым расчетом ступеней турбины по цилиндрам и расчетом системы регенерации. Программный комплекс верифицирован по результатам тепловых испытаний турбины Т-100/120-130 на конденсационном и теплофикационном режимах.

Расчетное исследование выполнено при расходах сетевой воды $G_{\text{св}}$, равных 1000, 2000, 3000 и 4000 т/ч в диапазоне изменения температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ от -11 до 10 °С (отопительный сезон) и $t_{\text{нв}} > 10$ °С (горячее водоснабжение).

Как видно, существует общая закономерность снижения электрической мощности при понижении температуры наружного воздуха и увеличении расхода сетевой воды при сохранении на входе в ЦВД параметров свежего пара ($p_0 = 12,8$ МПа, $T_0 = 540$ °С) и его расхода, соответствующего номинальному режиму. На зависимостях $N_T = f(t_{\text{нв}})$ наблюдаются изломы: $A-A$, который объясняется технологическими особенностями эксплуатации ТФУ и зависит от $t_{\text{нв}}$ и $G_{\text{св}}$, $B-B$, соответствующий излому на температурном графике при $t_{\text{нв}} = 3,5$ °С и $C-C$, показывающий окончание отопительного сезона при $t_{\text{нв}} = 10$ °С. Следует отметить, что для $G_{\text{св}} = 4000$ т/ч излом может находиться при $t_{\text{нв}} \approx 1,5$ °С и $N_T \approx 90$ МВт, что выходит за рассматриваемый диапазон изменения мощности турбины.

В практике эксплуатации ТФУ встречаются случаи работы турбоустановки только с одним нижним сетевым подогревателем ПС-1, не регламентированные эксплуатационной документацией. Поэтому представляет несомненный интерес проанализировать как качество работы ТФУ при включенном сетевом подогревателе только нижней ступени, так и возможный диапазон его работы при положительном эффекте. На рис. 2б приведены результаты работы турбины Т-100/120-130 при использовании только подогревателя сетевой воды нижней ступени ПС-1.

Как видно, характер поведения зависимостей $N_T = f(t_{\text{нв}})$ при $G_{\text{св}} = \text{const}$ подобен рассмотренному выше, но при этом наблюдается изменение величины N_T как при $t_{\text{нв}} = \text{const}$, так и при $G_{\text{св}} = \text{const}$ по отношению к зависимостям $N_T = f(t_{\text{нв}})$ при работе двух подогревателей сетевой воды с равной тепловой нагрузкой между ними. При работе только подогревателя ПС-1 отсутствует излом $A-A$ зависимости $N_T = f(t_{\text{нв}})$.

Для оценки эффекта при работе с одним, либо с двумя подогревателями сетевой воды рассмотрена разность мощности турбины, полученной при использовании одного подогревателя, когда все тепло, отпускаемое потребителю, формируется в нем ($\bar{Q}_{\text{T1}} = Q_{\text{T1}}/Q_T = 1,0$), либо при использовании двух сетевых подогревателей с равной разбивкой отпускаемого тепла по подогревателям ($\bar{Q}_{\text{T1}} = 0,5$).

На рис. 3 приведены результаты оценки работы турбоустановки с одним или двумя подогревателями сетевой воды. Видно, что в диапазоне изменения температуры от 2 до 10 °С наблюдается прирост мощности $\Delta N_T = N_{\bar{Q}_{\text{T1}}=1,0} - N_{\bar{Q}_{\text{T1}}=0,5}$ при работе только с сетевым подогревателем нижней ступени ПС-1. Этот эффект сохраняется и при работе турбоустановки после прекращения отопительного сезона и изменении температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}} > 10$ °С (тепло сетевой воды расходуется на горячее водоснабжение). При $G_{\text{св}} = 1000$ т/ч прирост мощности турбины не наблюдается (при $t_{\text{нв}} = -2$ °С $\Delta N_T = -4,5$ МВт, при $t_{\text{нв}} = -9$ °С $\Delta N_T = -3,4$ МВт), т.е. более целесообразна работа с двумя сетевыми подогревателями (см. рис. 2). При $G_{\text{св}} \geq 2000$ т/ч прирост мощности достигает максимального значения $\Delta N_T = 2,2$ МВт ($t_{\text{нв}} = 3,5$ °С, $G_{\text{св}} = 4000$ т/ч), $\Delta N_T = 1,3$ МВт при $G_{\text{св}} = 2000$ т/ч. Нулевой прирост мощности $\Delta N_T = 0$ происходит при $t_{\text{нв}} = 2$ °С для всех расходов сетевой воды $G_{\text{св}} \geq 2000$ т/ч. Для весенне-

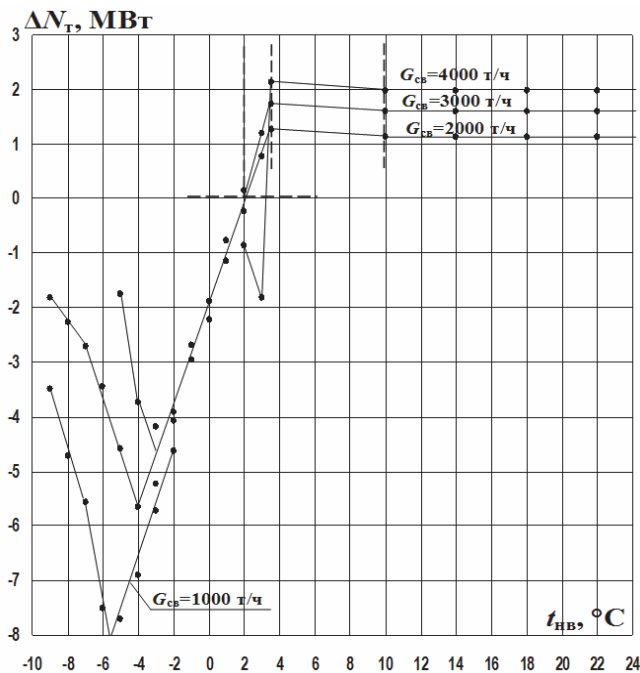


Рис. 3 – Разность мощностей турбины Т-100/120-130 при работе одного подогревателя сетевой воды ПС-1 и двух подогревателей ПС-1 и ПС-2 с равным распределением тепловой нагрузки

летних температур наружного воздуха (после прекращения отопительного сезона) увеличение мощности турбоустановки составляет $\Delta N_T = 1,2$ МВт при $G_{св} = 2000$ т/ч и $\Delta N_T = 2,0$ МВт при $G_{св} = 4000$ т/ч и зависимость $\Delta N_T = f(G_{св})$ в этом температурном диапазоне близка к линейной.

Выводы. Эксплуатационный диапазон работы сетевых подогревателей ПС-1 и ПС-2 для ТФУ турбины Т-100/120-130 по величине расхода ограничен снизу $G_{св} = 1000$ т/ч, сверху $G_{св} = 4000-4500$ т/ч. Расчетное исследование режимов работы турбины показывает, что в диапазоне изменения температуры наружного воздуха $t_{нв} > 2$ °С целесообразно эксплуатировать только сетевой подогреватель нижней ступени ПС-1, обеспечивая при этом (по сравнению с эксплуатацией двух

подогревателей при равной тепловой нагрузке) прирост мощности от 1,2 до 2,2 МВт в зависимости от расхода сетевой воды ($G_{св} \geq 2000$ т/ч). При температуре наружного воздуха $t_{нв} < 2$ °С для расходов сетевой воды $G_{св} = 2000-3000$ т/ч и $t_{нв} < 3$ °С для $G_{св} = 4000$ т/ч использование только подогревателя нижней ступени ПС-1 нерационально и следует переходить на двухступенчатый подогрев сетевой воды.

Положительный эффект создания дополнительной мощности обеспечивается тем, что при отключенном верхнем отборе, пар, который расходуется на ПС-2, производит полезную работу в двух последних ступенях ЦСД, увеличивая мощность турбины. При этом температура пара, поступающего в ПС-1, достаточна для обеспечения нагрева сетевой воды, направляемой потребителю согласно графику отпуска тепла.

Список литературы: 1. Инструкция по эксплуатации паровой турбины Т-100/120-130. – Х.: Харьковская ТЭЦ-5, 1989. – 121 с. 2. Трухний, А. Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки [Текст] / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 540 с. 3. Бабенко, О. А. Гибкие математические модели для совершенствования режимов отпуска теплоты теплофикационными блоками ТЭЦ [Текст] / О. А. Бабенко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – № 10(92). – С. 36–40.

Bibliography (transliterated): 1. *Instrukcija po jekspluataciji parovoj turbiny T-100/120-130*. Kharkov: Har'kovskaja TJeC-5, 1989. Print. 2. Truhnij, A. D., and B. V. Lomakin. *Teplifikacionnye parovye turbiny i turboustanovki*. Moscow: Izdatel'skij dom MJEI, 2006. Print. 3. Babenko, O. A. "Gibkie matematicheskie modeli dlja sovershenstvovanija rezhimov otpuska teploty teplifikacionnymi blokami TJeC." *Jenergosberezhenie. Jenergetika. Jenergoaudit*. 10 (92) (2011): 36–40. Print.

Поступила (received) 14.02.2014

УДК 621.165

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

УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ ДЛЯ ТЕЧЕНИЯ В СЛОЕ ПЕРЕМЕННОЙ ТОЛЩИНЫ НА ПОВЕРХНОСТИ S_2

Рассмотрено относительно установившееся течение идеального газа через рабочую решетку осевой турбомашин. Для получения приближенного решения используется квазитрехмерный ($Q3D$) подход, который в своей классической постановке был всесторонне разработан Ч.Х. Ву. Поток разделен на слои поверхностями S_1 и S_2 . Поверхности S_1 не имеют оси симметрии, которая совпадает с осью турбомашин. Трехмерное течение на поверхности S_2 сведено к двумерному течению без допущения о том, что течение является осесимметричным.

Ключевые слова: кольцевая решетка, поверхность тока, обратная задача, вектор скорости.

Введение

Разработка новых теоретических методов, которые одинаково успешно решают как прямые, так и обратные аэродинамические задачи для элементов проточных частей турбин, и учитывают особенности организации вычислительных процессов при оптимальном проектировании является актуальной проблемой турбиностроения.

Решение уравнений для трехмерного ($3D$) течения в решетке турбомашин является весьма трудоемкой задачей.

Для получения приближенного решения используется так называемый квазитрехмерный ($Q3D$) подход, который в своей классической постановке был всесторонне разработан Ч.Х. Ву [1, 2]. Полагается, что поток движется в слоях переменной толщины по двум поверхностям S_1 и S_2 (рис. 1). В задачах на поверхностях для описания течений используются уравнения Эйлера. Задача решается для каждой поверхности отдельно с учетом взаимного влияния двумерных ($2D$) потоков.

Сначала ищется решение осесимметричной задачи на произвольно скрученных поверхностях S_2 в предположении, что оно дает удовлетворительные данные по осредненным параметрам потока через решетку, а потом на осесимметричных поверхностях S_1 в слоях переменной толщины определяются параметры потока в межлопаточном канале как отклонения от средних параметров.

Для создания новых методов решения прямых и обратных задач теории решеток турбомашин предлагаются следующие пути развитие $Q3D$ подхода: 1) для задачи на поверхностях S_2 исключается допущение об осевой симметрии течения, и задача решается в слое переменной толщины; 2) для задач на любых поверхностях S_1 в слоях переменной толщины $3D$ -течение сводится к $2D$ -течению без допущения о том, что радиальная составляющая скорости и все производные в радиальном направлении

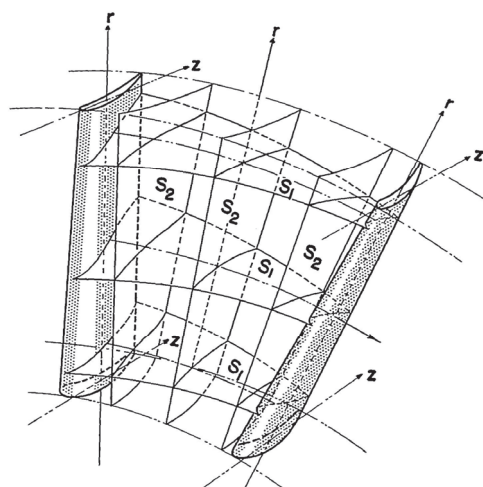


Рис. 1 – Поверхности S_1 и S_2

© В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, 2014

являются однородными и сохраняют свои значения, соответствующие решению задачи на поверхностях S_2 [3–5].

Предмет исследования, основные определения и обозначения

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

Поверхности S_2 – произвольно скрученные поверхности. Выберем слой, ограниченный соседними поверхностями $S_2^{(i)}$ и $S_2^{(i+1)}$, и в нем – поверхность тока S_{2mid} , лежащую посередине между указанными поверхностями. Течение в слое будем относить к этой поверхности.

Выберем произвольную точку на поверхности S_{2mid} . Обозначим l_2 и m_2 проходящие через эту точку линии пересечения поверхности S_{2mid} с плоскостями $r = \text{const}$ и $z = \text{const}$, соответственно. Введем производные, которые берутся вдоль линии l_2 по переменной z и вдоль линии m_2 по переменной r :

$$\frac{\partial_r}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} r \frac{\partial \theta}{\partial z} \quad \text{при } r = \text{const}; \quad \frac{\partial_z}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} r \frac{\partial \theta}{\partial r} \quad \text{при } z = \text{const}.$$

В любой точке поверхности S_{2mid} нетрудно установить связь между проекциями скорости потока W_z, W_r, W_u на оси цилиндрической системы координат и проекциями скорости потока W_l и W_m на направления l и m , задаваемые в выбранной точке касательными к линиям l_2 и m_2 на плоскостях $r = \text{const}$ и $z = \text{const}$.

Обозначим σ_z – угол между осью координат z и направлением l , σ_r – угол между осью координат r и направлением m , n_2 – нормаль к поверхности S_{2mid} . При этом учтем, что вектор скорости W и нормаль n_2 – ортогональные векторы и их скалярное произведение равно нулю, а именно: $W_r n_{2r} + W_u n_{2u} + W_z n_{2z} = 0$. Окончательно имеем:

$$\frac{r \partial \theta}{\partial r} = -\frac{n_{2r}}{n_{2u}} = \text{tg } \sigma_r; \quad \frac{r \partial \theta}{\partial z} = -\frac{n_{2z}}{n_{2u}} = \text{tg } \sigma_z; \quad W_u = W_r \text{tg } \sigma_r + W_z \text{tg } \sigma_z;$$

$$W_z = W_l \cos \sigma_z; \quad W_r = W_m \cos \sigma_r.$$

Для определения угла σ_2 пересечения направлений l и m рассмотрим два единичных вектора a_l и a_m , имеющих общее начало и принадлежащих направлениям l и m . В цилиндрической системе координат эти векторы имеют следующие компоненты: $a_l = (0 \cos \delta_z \sin \delta_z)^T$, $a_m = (\cos \delta_r \ 0 \ \sin \delta_r)^T$. По определению скалярного произведения векторов $a_l a_{mr} + a_{lz} a_{mz} + a_{lu} a_{mu} = |a_l| |a_m| \cos \sigma_2$. Откуда следует, что $\cos \sigma_2 = \sin \delta_z \sin \delta_r$.

Вывод уравнения неразрывности

На поверхности S_{2mid} выберем элемент поверхности dS_{2mid} , ограниченный линиями пересечения поверхности S_{2mid} с плоскостями $r = \text{const}$, $r + dr = \text{const}$, $z = \text{const}$ и $z + dz = \text{const}$. Если в каждой точке элемента поверхности dS_{2mid} провести

нормаль до пересечения с поверхностями $S_2^{(i)}$ и $S_2^{(i+1)}$, то получим элементарный объем с переменной нормальной толщиной $\tau = \tau(r, z, \theta)$ (рис. 2). Таким образом, весь слой будет разделен на элементарные объемы.

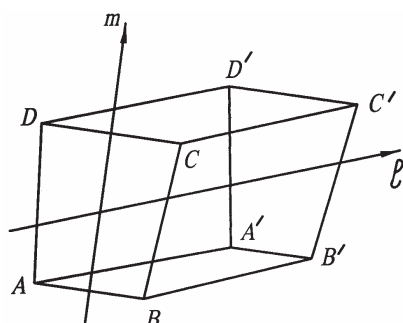


Рис. 2 – Элементарный объем

Будем полагать, что ребро AB равно τ . Тогда величину ребра CD найдем следующим образом:

$$\tau + \frac{\partial_z \tau}{\partial r} dr.$$

Определим длину ребра $A'B'$ как $\tau + \frac{\partial_r \tau}{\partial z} dz$ и вычислим длину ребра $C'D'$:

$$\tau + \frac{\partial_z \tau}{\partial r} dr + \frac{\partial_r}{\partial z} \left(\tau + \frac{\partial_z \tau}{\partial r} dr \right) dz = \tau + \frac{\partial_z \tau}{\partial r} dr + \frac{\partial_r \tau}{\partial z} dz + \frac{\partial_{rz}^2 \tau}{\partial r \partial z} dr dz$$

Определим площади граней элементарного объема, через которые проходит поток, и массовые расходы через единицу площади граней:

– для грани $ABCD$ $\left(\tau + \frac{1}{2} \frac{\partial_z \tau}{\partial r} dr \right) \sec \delta_r dr$ и $\frac{W_l}{v} \sin \sigma_2$;

– для грани $A'B'C'D'$ $\left(\tau + \frac{\partial_z \tau}{\partial r} dr + \frac{1}{2} \frac{\partial_r \tau}{\partial z} dz + \frac{1}{2} \frac{\partial_{rz}^2 \tau}{\partial r \partial z} dr dz \right) \left(\sec \delta_r + \frac{\partial_r \sec \delta_r}{\partial z} dz \right) dr$ и $\frac{W_l}{v} \sin \sigma_2 + \frac{\partial_r}{\partial z} \left(\frac{W_l}{v} \sin \sigma_2 \right) dz$;

– для грани $ABB'A'$ $\left(\tau + \frac{1}{2} \frac{\partial_r \tau}{\partial z} dz \right) \sec \delta_z dz$ и $\frac{W_m}{v} \sin \sigma_2$;

– для грани $CDD'C'$ $\left(\tau + \frac{\partial_z \tau}{\partial r} dr + \frac{1}{2} \frac{\partial_r \tau}{\partial z} dz + \frac{1}{2} \frac{\partial_{rz}^2 \tau}{\partial r \partial z} dr dz \right) \left(\sec \delta_z + \frac{\partial_z \sec \delta_z}{\partial r} dr \right) dz$ и $\frac{W_m}{v} \sin \sigma_2 + \frac{\partial_z}{\partial r} \left(\frac{W_m}{v} \sin \sigma_2 \right) dr$.

Приравняем потоки через грани $ABCD$, $ABB'A'$ и через грани $A'B'C'D'$, $CDD'C'$:

$$\begin{aligned} & \frac{W_l}{v} \sin \sigma_2 \left(\tau + \frac{1}{2} \frac{\partial_z \tau}{\partial r} dr \right) \sec \delta_r dr + \frac{W_m}{v} \sin \sigma_2 \left(\tau + \frac{1}{2} \frac{\partial_r \tau}{\partial z} dz \right) \sec \delta_z dz = \\ & = \left[\frac{W_l}{v} \sin \sigma_2 + \frac{\partial_r}{\partial z} \left(\frac{W_l}{v} \sin \sigma_2 \right) dz \right] \left(\tau + \frac{\partial_z \tau}{\partial r} dr + \frac{1}{2} \frac{\partial_r \tau}{\partial z} dz + \frac{1}{2} \frac{\partial_{rz}^2 \tau}{\partial r \partial z} dr dz \right) \times \\ & \quad \times \left[\frac{W_m}{v} \sin \sigma_2 + \frac{\partial_z}{\partial r} \left(\frac{W_m}{v} \sin \sigma_2 \right) dr \right] \times \left(\sec \delta_r + \frac{\partial_r \sec \delta_r}{\partial z} dz \right) dr + \\ & \quad \times \left(\tau + \frac{\partial_z \tau}{\partial r} dr + \frac{1}{2} \frac{\partial_r \tau}{\partial z} dz + \frac{1}{2} \frac{\partial_{rz}^2 \tau}{\partial r \partial z} dr dz \right) \left(\sec \delta_z + \frac{\partial_z \sec \delta_z}{\partial r} dr \right) dz. \end{aligned}$$

Выполним перемножение и исключим слагаемые третьего и выше порядков малости. В результате получим следующее уравнение:

$$\begin{aligned} & \left[\tau \sec \delta_z \frac{\partial_z}{\partial z} \left(\frac{W_m}{v} \sin \sigma_2 \right) + \frac{W_m}{v} \sin \sigma_2 \sec \delta_z \frac{\partial_z \tau}{\partial r} + \frac{W_m}{v} \sin \sigma_2 \tau \frac{\partial_z \sec \delta_z}{\partial r} \right] dr dz + \\ & + \left[\tau \sec \delta_r \frac{\partial_r}{\partial z} \left(\frac{W_l}{v} \sin \sigma_2 \right) + \frac{W_l}{v} \sin \sigma_2 \sec \delta_r \frac{\partial_r \tau}{\partial z} + \frac{W_l}{v} \sin \sigma_2 \tau \frac{\partial_r \sec \delta_r}{\partial z} \right] dz dr = 0 \end{aligned}$$

или

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

Уравнение имеет в левой части только два слагаемых, которые можно представить как разность вторых смешанных производных непрерывной функции (функции тока), введение которой обратит уравнение неразрывности в тождество.

Выводы

1) Вектор скорости потока задается проекциями на два не ортогональных прямолинейных направления – на касательные к линиям пересечения поверхности S_2 с плоскостями $r = \text{const}$ и $z = \text{const}$.

2) Угол между направлениями, на которые проектируется вектор скорости потока, однозначно определяется на основе геометрических характеристик поверхности S_2 .

3) Результаты исследования, приведенные в статье, – мотив для разработки на поверхности S_2 новых постановок прямой и обратной задач теории решеток. Основная цель – обратная задача, которая определит меридиональные очертания заданной средней поверхности S_2 межлопаточного канала. Далее определяется вся геометрия канала, как решение обратных задач на поверхностях S_1 [4, 5], включая геометрию активной части лопаток.

Список литературы: 1. Wu, C.-H. A General theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial -, radial -, and mixed - flow types [Text] / C.-H. Wu // *NACA Tech.* – 1952. – Note 2604. – 93 p. 2. Жуковский, М. И. Аэродинамический расчет потока в осевых турбомашинах [Текст] / М.И. Жуковский. – Л.: Машиностроение, 1967. – 288 с. 3. Субботович, В. П. Обтекание трехмерным потоком решетки профилей турбомашин на поверхности вращения [Текст] / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин, Ф. К. Там // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 41–46. 4. Субботович, В. П. Обратная задача теории решеток на осесимметричной поверхности тока [Текст] / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин, Ф. К. Там // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 56–61. – ISSN 2078-774X. 5. Поток через вращающуюся решетку осевой турбомашин на произвольной поверхности S_1 [Текст] / В. П. Субботович // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 14(988). – С. 43–48. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated): 1. Wu, C.-H. "A General theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial -, radial -, and mixed - flow types." *NACA Tech. Note* 2604. 1952. Print. 2. Zhukovskij, M. I. *Ajerdinamicheskij raschet potoka v osevyh turbomashinah*. Leningrad: Mashinostroenie, 1967. Print. 3. Subbotovich, V. P., A. Ju. Judin and F. K. Tam. "Obtekanie trehmernym potokom reshetki profilej turbomashiny na poverhnosti vrashhenija." *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "HPI"*. No. 6. Kharkov: NTU "HPI", 2008. 41–46. Print. 4. Subbotovich, V. P., A. Ju. Judin and F. K. Tam. "Obratnaja zadacha teorii reshetok na osesimmetrichnoj poverhnosti toka." *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "HPI"*. No. 3. Kharkov: NTU «HPI», 2009. 56–61. ISSN 2078-774X. Print. 5. Subbotovich, V.P. "Potok cherez vrashhajushhujusja reshetku osevoj turbomashiny na proizvol'noj poverhnosti S1." *Visnyk NTU 'HPI'. Serija: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja*. No. 14(988). Kharkiv: NTU "HPI", 2013. 43–48. ISSN 2078-774X. Print.

Поступила (received) 15.02.2014

УДК 621.165

А. И. ТАРАСОВ, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»;
О. А. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
И. А. МИХАЙЛОВА, ст. преподаватель НТУ «ХПИ»

ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

В статье проведен анализ возможности применения водяного пара в качестве охладителя в системах охлаждения газовых турбин как альтернатива воздушной системе охлаждения. Сформулированы преимущества и основные задачи проектирования систем парового охлаждения газовых турбин. На основе анализа табличных данных построены аппроксимирующие зависимости для плотности, удельной теплоемкости и других теплофизических свойств водяного пара. Справедливость зависимостей ограничена интервалом давлений и температур, которые возможны в системах охлаждения турбин. Выполнена оценка эффективности использования пара в качестве охладителя в системах охлаждения газовых турбин.

Ключевые слова: газовая турбина, парогазовая установка, паровая система охлаждения, коэффициент теплоотдачи.

Введение

Неотъемлемой частью конструкции любой современной газовой турбины является система охлаждения, постоянное совершенствование и усложнение которой является обязательным условием создания конкурентоспособной конструкции турбины.

Наиболее распространенной системой охлаждения газовых турбин является воздушная система охлаждения с выпуском охлаждающего воздуха в проточную часть. Несмотря на отработанную технологию и широкое применение, открытое воздушное охлаждение обладает рядом недостатков. Альтернативой воздушному может быть паровое охлаждение, преимущества которого заключаются в следующем:

- требуются существенно меньшие затраты энергии на подготовку пара, так как повышение давления хладагента осуществляется в жидкой фазе;
- пар обладает лучшими теплофизическими свойствами, что позволяет существенно сократить его расход;
- паровое охлаждение позволяет обеспечить более равномерное температурное поле охлаждаемой детали, что повышает ресурс и надежность её работы.

Идея использования пара для охлаждения газовой турбины выдвинута и обоснована в ЦКТИ и ЛПИ еще в 60-е годы XX века [1]. Тогда же были предложены и исследованы высокоэкономичные парогазовые установки, в которых эффективно использовалось тепло, отводимое при охлаждении элементов проточной части газовой турбины. Было показано, что применение пара в качестве охладителя позволяет повысить начальную температуру газа на (150–200) °С сверх предельно достижимой при воздушном охлаждении. Также было показано, что при начальной температуре газа (1430–1460) °С КПД комбинированной установки может достигать 60 % [2, 3]. К сожалению, проведенные исследования не воплотились в реальные установки.

В работах [2, 3] представлены схемы парогазовых установок, в которых предложены варианты отбора пара в систему охлаждения и возврата его в цикл. Так на закрытое паровое охлаждение статора газовой турбины, пар с давлением 16,4 бар может отбираться после ЦВД паровой турбины (или из промежуточных ступеней ЦВД)

© А.И. Тарасов, О.А. Литвиненко, И.А. Михайлова, 2014

и после перегрева возвращаться в промежуточные ступени ЦСД. Однако в рассмотренных работах не показана оценка потерь пара по всему тракту ПГУ, а также не приведен принцип расчета системы парового охлаждения.

Безусловным мировым лидером в создании и производстве ГТУ с паровым охлаждением направляющих и рабочих лопаток газовой турбины является *General Electric*. В 1995 г. фирма представила новую генерацию газотурбинных установок, созданных с применением *H*-технологии. Были разработаны и созданы две установки 9H (50 Hz) и 7H (60 Hz), которые прошли успешные испытания в 1998–2000 гг. Испытания подтвердили заявленный КПД, равный 60 %. Над разработкой установок трудились до 600 специалистов и было затрачено более 100 млн. долларов [4].

Уникальность *H*-технологии системы комбинированного цикла является интегрированная система теплопередачи, которая сочетает в себе процесс повторного нагрева пара при охлаждении направляющих и рабочих лопаток газовой турбины. Это позволяет получить более высокую температуру газа в проточной части турбины без увеличения температуры газа за камерой сгорания. Так, при температуре газа более 1430 °С, что характерно для современных газовых турбин, приходится применять пленочное охлаждение направляющих лопаток первой ступени. Выдув воздуха в проточную часть турбины снижает температуру рабочего тела более чем на 110 °С. Если же использовать закрытую паровую систему охлаждения, то снижение температуры газа в направляющем аппарате происходит только за счет передачи теплоты пару через оболочку лопатки. При этом падение температуры газа в направляющем аппарате равняется 44 °С, что приводит к увеличению работы турбины по сравнению с пленочным охлаждением.

Наибольший выигрыш в КПД при паровом охлаждении получается непосредственного из-за использования всего компрессорного воздуха в цикле, в то время как при воздушном охлаждении эта величина составляет приблизительно 80 % от общего расхода воздуха в компрессоре.

Цель исследования

Разработка ПГУ с паровым охлаждением газовой турбины сопровождается необходимостью решения комплекса задач, среди которых можно выделить следующие:

- выбор параметров охлаждающего пара, т.е. мест отбора и возврата пара в паровую турбину;
- расчет разветвленной гидравлической сети системы парового охлаждения;
- оценка потерь пара в проточную часть турбины через неплотности конструкции паровых трактов;
- создание расчетного комплекса для решения поставленных задач.

Для решения поставленных задач, прежде всего, необходимо было иметь зависимости, аппроксимирующие свойства водяного пара в диапазоне температур и давлений, характерных для систем охлаждения газовых турбин. Это являлось одной из целей настоящей работы. Кроме того, ставилась задача оценить возможную эффективность использования водяного пара в системах охлаждения газовых турбин по сравнению с воздухом.

Математическое описание теплофизических свойств пара

Расчет систем парового охлаждения газовых турбин предполагает аналитическое задание свойств водяного пара. Обычно в расчетах проточной части турбины принято использовать *i-s* диаграммы водяного пара. В системах охлаждения использование этих диаграмм неудобно, так как расчет расходов и теплообмена в

каналах сети базирується на зависимостях теплофизических параметров от давления и температуры. Поэтому на основе анализа табличных данных построены аппроксимирующие зависимости для плотности, удельной теплоемкости, кинематической вязкости, теплопроводности. Справедливость зависимостей ограничена интервалом давлений и температур, которые возможны в системах охлаждения турбин.

Удельный объем перегретого пара может быть определен в соответствии с РТМ 108.020.113-77 по следующим зависимостям:

$$\left\{ \begin{array}{l} v = 0,46151 \frac{T}{1000} \frac{1}{P \cdot 10^{-6}} + A_0 + A_1 P \cdot 10^{-6}; \\ A_0 = 3,237 \cdot 10^{-4} + 2,5 \cdot 10^{-4} \frac{T}{1000} - 11,353 \cdot 10^{-4} \left(\frac{T}{1000} \right)^{-2} - \frac{4,381}{\frac{T}{1000} - 0,21}; \\ A_1 = 56,084 \cdot 10^{-7} + 25,996 \cdot 10^{-7} \left(\frac{T}{1000} \right)^{-8} - 12,604 \cdot 10^{-9} \left(\frac{T}{1000} \right)^{-14}. \end{array} \right. \quad (1)$$

Верхний ограничивающий предел здесь принят по давлению 4,0 МПа и температуре 933 К. При больших значениях удельный объем (плотность) определяется по зависимостям для идеального газа. В данной зависимости, как и во всех последующих, используется система единиц СИ, т.е. давление измеряется в Па, температуру в К.

Для всех остальных свойств были получены зависимости, справедливые при давлениях меньших 3 МПа и температурах меньших 1200 К. Минимальные значения давления и температуры ограничены кривой насыщения, аппроксимированной в виде

$$T^* = 1,4201 \cdot 10^{-4} (P \cdot 10^{-6})^3 - 4,5151 \cdot 10^{-2} (P \cdot 10^{-6})^2 + 4,9994 (P \cdot 10^{-6}) + 392,0. \quad (2)$$

Динамическая вязкость пара практически не зависит от давления и определена как

$$\mu = -4,7348 \cdot 10^{-12} T^2 + 4,5288 \cdot 10^{-8} T + 7,1441 \cdot 10^{-6}. \quad (3)$$

Кинематическая вязкость связана с динамической вязкостью известной зависимостью $\nu = \mu/\rho$.

Удельная изобарная теплоемкость определяется как давлением, так и температурой. В указанном диапазоне она определена серией вспомогательных зависимостей для коэффициентов квадратичного уравнения

$$\left\{ \begin{array}{l} C_p = 1000 (s_0 + s_1 T + s_2 T^2 + s_3 T^3 + s_4 T^4); \\ s_0 = -3,7082 \cdot 10^{-3} (P \cdot 10^{-5})^2 + 2,3818 \cdot 10^{-1} (P \cdot 10^{-5}) + 2,0248; \\ s_1 = 2,7451 \cdot 10^{-5} (P \cdot 10^{-5})^2 - 1,4759 \cdot 10^{-3} (P \cdot 10^{-5}) - 1,4387 \cdot 10^{-3}; \\ s_2 = -6,9541 \cdot 10^{-8} (P \cdot 10^{-5})^2 + 3,3517 \cdot 10^{-6} (P \cdot 10^{-5}) + 6,1836 \cdot 10^{-6}; \\ s_3 = 7,3164 \cdot 10^{-11} (P \cdot 10^{-5})^2 - 3,2756 \cdot 10^{-9} (P \cdot 10^{-5}) - 7,1940 \cdot 10^{-9}; \\ s_4 = -2,7382 \cdot 10^{-14} (P \cdot 10^{-5})^2 + 1,1627 \cdot 10^{-12} (P \cdot 10^{-5}) + 2,9071 \cdot 10^{-12}. \end{array} \right. \quad (4)$$

Коэффициент теплопроводности определен как

$$\begin{cases} \lambda = a_0 + a_1(T - 273,15) + a_2(T - 273,15)^2; \\ a_0 = 0,3842 \cdot 10^{-3} (P \cdot 10^{-5}) + 0,014475; \\ a_1 = -0,78545 \cdot 10^{-6} (P \cdot 10^{-5}) + 0,87268 \cdot 10^{-4}; \\ a_2 = 0,43809 \cdot 10^{-9} (P \cdot 10^{-5}) + 0,35168 \cdot 10^{-7}. \end{cases} \quad (5)$$

Критерий Прандтля для пара определен зависимостью

$$\begin{cases} Pr = 1,6305 \cdot 10^{-7} y^2 - 9,8602 \cdot 10^{-6} y + 0,87277; \\ y = 6,7977 (P \cdot 10^{-5}) + 996,34 - (T - 273,15). \end{cases} \quad (6)$$

Оценка эффективности охлаждения при замене воздуха паром

Для сопоставления воздушной и паровой систем охлаждения необходимо определить начальные параметры охладителей. Однако в силу особенностей получения сжатого воздуха и пара не удастся в полной мере согласовать начальные параметры. Воздух в системах охлаждения ГТД поступает в систему охлаждения главным образом после последней ступени компрессора. Степень сжатия в ГТУ может достигать 30–35, что позволяет оценить исходное давление и температуру как $P = 3,0\text{--}3,5$ МПа, $T = 793\text{--}828$ К.

Использование пара в системах охлаждения наиболее оправдано в парогазовых циклах, когда имеется возможность осуществить отбор из паровой турбины. Видимо, наиболее целесообразно отбирать пар с параметрами на линии насыщения, но при давлении большем давления газа в газовой турбине. Тогда указанному диапазону давлений соответствуют температуры 497–516 К.

Сопоставляя свойства пара и воздуха (рис. 1) при температуре 500 К, можно сделать следующие выводы. Плотность воздуха выше плотности пара приблизительно на 40 %, что приводит при одинаковых расходах к большей на 40 % скорости пара по сравнению со скоростью воздуха. Критерий Рейнольдса также оказывается на 40 % больше, так как кинематические вязкости при данной температуре отличаются незначительно (рис. 2).

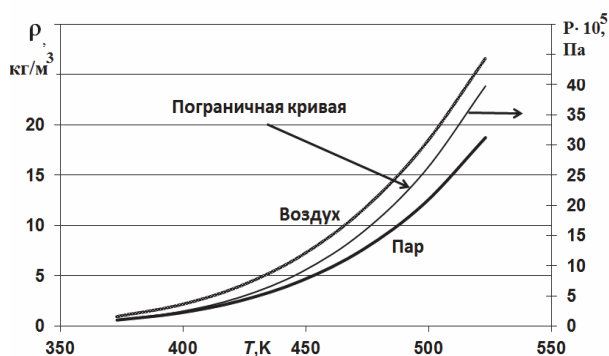


Рис. 1 – Плотность водяного пара и воздуха для давления и температуры вдоль кривой насыщения



Рис. 2 – Плотность водяного пара и воздуха для давления и температуры вдоль кривой насыщения

Пар характеризуется большим значением критерия Прандтля (рис. 3). Его величина приблизительно на 49 % больше, чем для воздуха. Теплопроводность пара на 8 % выше, теплопроводности воздуха (рис. 4). Таким образом, все отличия

теплофизических параметров водяного пара по сравнению с воздухом позитивно влияют на теплообмен в каналах охлаждения.

Рассмотрим для простоты круглый или плоский канал системы охлаждения, через который движется с одинаковым расходом пар или воздух. Теплообмен в таком канале определяется зависимостью

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \quad (7)$$

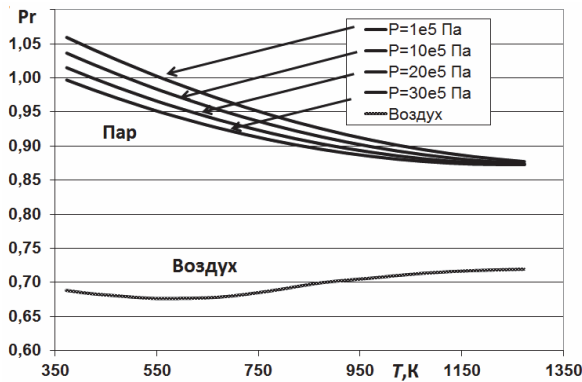


Рис. 3 – Критерий Прандтля для водяного пара и воздуха

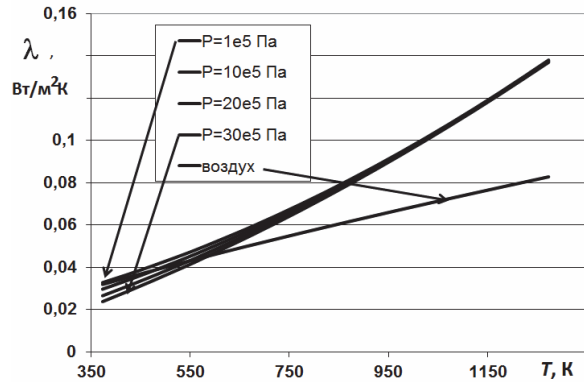


Рис. 4 – Теплопроводность водяного пара и воздуха

Тогда отношение коэффициентов теплоотдачи для пара и воздуха определяется как

$$\frac{\alpha_{\text{пар}}}{\alpha_{\text{воздух}}} = \left(\frac{\lambda_{\text{пар}}}{\lambda_{\text{воздух}}} \right) \left(\frac{Re_{\text{пар}}}{Re_{\text{воздух}}} \right)^{0,8} \left(\frac{Pr_{\text{пар}}}{Pr_{\text{воздух}}} \right)^{0,43} = 1,08 \cdot 1,4^{0,8} \cdot 1,49^{0,43} = 1,67 \quad (8)$$

Таким образом, следует ожидать увеличения теплоотдачи при замене воздуха водяным паром более чем на 60 % при условии сохранения одних и тех же расходов теплоносителей.

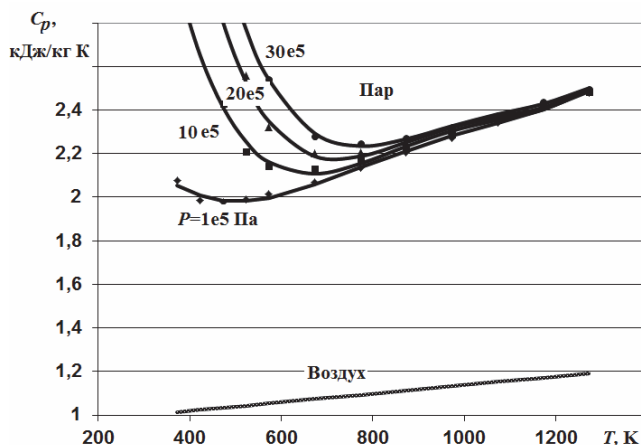


Рис. 5 – Теплоемкость водяного пара и воздуха. Точками на графике указаны табличные данные, характеризующие погрешность зависимостей (4)

Теплоноситель, проходя по каналам системы охлаждения, существенно нагревается. Величина подогрева может быть порядка двухсот-трехсот градусов. Поэтому интересно оценить эффективность парового охлаждения при повышенных температурах и том же давлении. Подогрев охладителя определяется в большой мере величиной теплоемкости (рис. 5).

Существующие энергетические установки работают при существенно меньших степенях сжатия, и, кроме того, воздух перед подачей в систему охлаждения часто охлаждается во внешнем

теплообменнике. Для одной из спроектированных в конце 20 века ГТУ для работы в парогазовом цикле степень сжатия составляла 11, а температура воздуха равнялась 473 К.

Оценим отличия паровой и воздушной системы охлаждения для выборки параметров, составленных в соответствии с данными рассуждениями. Для всех расчетов будем полагать, что воздух поступает в компрессор при давлении 0,1 МПа и температуре 300 К.

Из таблицы 2 видно, что наименьшая величина интенсификации теплообмена наблюдается при давлении и температуре, соответствующей кривой насыщения. Тем не менее, эта величина составляет (53–77) %. В области перегретого пара интенсификация составляет (130–150) %.

Таблица 2

Оценка эффективности паровой и воздушной систем охлаждения $\alpha_{\text{пар}}/\alpha_{\text{воздух}}$

Параметры теплоносителей соответствуют состоянию	P , МПа	T , К	$\frac{\alpha_{\text{пар}}}{\alpha_{\text{воздух}}}$	$\frac{C_{p\text{пар}}}{C_{p\text{воздух}}}$	$\frac{\alpha_{\text{пар}}}{\alpha_{\text{воздух}}} \frac{C_{p\text{воздух}}}{C_{p\text{пар}}}$
Насыщенный пар	1,1	457	1,533	2,782	0,551
Перегретый пар	1,1	757	2,321	2,337	0,993
Насыщенный пар	3,5	515	1,774	3,840	0,461
Перегретый пар	3,5	815	2,512	2,282	1,101

Подогрев теплоносителя в каналах системы охлаждения в предположении неизменной температуры стенки по длине канала определяется зависимостью

$$T_1 = T_w + (T_0 - T_w) \exp\left(-\frac{\bar{\alpha} \Pi L F}{C_p G}\right), \quad (9)$$

где Π , F , L – периметр, площадь живого сечения и длина канала; G – массовый расход теплоносителя; $\bar{\alpha}$ – средний коэффициент теплоотдачи; T_w – температура стенки канала; T_0 – температура на входе в канал; T_1 – температура жидкости на выходе из канала.

Отсюда следует, что для одного и того же массового расхода и температуры поверхности канала подогрев воздуха и перегретого пара приблизительно одинаковый, а подогрев насыщенного пара оказывается заметно меньшим, чем воздуха. Тогда для перегретого пара можно предположить, что температура пара в каналах будет такой же, как и температура воздуха. Тепловой поток от стенки канала к пару больше на (130–150) %. Это означает, что разность температур газа и внешней поверхности, например лопатки, может быть также увеличена на (130–150) %. В стационарных газовых турбинах захлаживание поверхности составляет приблизительно 300 К. Тогда при использовании перегретого пара можно увеличить перепад температур до 750 К. Максимальная температура поверхности направляющей лопатки турбины первой ступени в стационарных газовых турбинах составляет приблизительно 1073–1123 К (800–850 °С). Тогда для случая охлаждения перегретым паром температура газа может составить 1823–1873 К (1550–1600 °С) против температуры при воздушном охлаждении 1273–1423 К (1100–1150 °С).

Выполненная оценка возможности увеличения температуры газа при использовании перегретого пара в системах охлаждения является достаточно грубой, так как не учитывалось увеличение температуры внешней поверхности лопатки с ростом теплового потока и другие факторы. Более достоверные данные можно получить при анализе конкретных систем охлаждения газовых турбин.

Выводы

1) Проведенный анализ показывает, что введение парового охлаждения элементов газовых турбин может быть более выгодным по сравнению с воздушной системой охлаждения вследствие лучших теплофизических свойств пара.

2) Оценить эффективность парового охлаждения, рассмотреть различные варианты мест отбора пара, а также оценить потери пара можно путем проведения ряда расчетов. Для этого необходимо иметь расчетный инструмент, в котором была бы реализована возможность создания гидравлической сети системы охлаждения, введения теплофизических свойств охладителя (воздуха или пара), возможность анализа температурного поля охлаждаемых элементов газовых турбин. Таким программным комплексом является комплекс ТНА [5].

Список литературы: 1. Высокотемпературная газопаровая установка по схеме ЦКТИ-ЛПИ [Текст] / И. И. Кирилов, В. А. Зосин, С. Я. Ошеров и др. // Теплоэнергетика. – 1966. – № 5. – С. 25–27. 2. Высокоэффективная комбинированная установка с паровым охлаждением газовой турбины [Текст] / Л. В. Арсеньев, Ю. Г. Корсов, Е. А. Ходак, Г. А. Ромахова // Теплоэнергетика. – 1990. – № 3. – С. 19–22. 3. Совершенствование комбинированных установок с паровым охлаждением газовой турбины [Текст] / Л. В. Арсеньев, Е. А. Ходак, Г. А. Ромахова и др. // Теплоэнергетика. – 1993. – № 3. – С. 31–35. 4. *Matta, R.K. Power Systems for the 21st Century – “H” Gas Turbine Combined-Cycles* [Электронный ресурс] / R. K. Matta, G. D. Mercer, R. S. Tuthill // GE Power Systems. – Электрон. дан. (1 файл). – Режим доступа: http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/tech_docs/en/downloads/ger3935b.pdf. – Заглавие с экрана. – 21.03.2014. 5. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) / А. И. Тарасов, А. И. Долгов: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.

Bibliography (transliterated): 1. Kirilov, I. I., et al. "Vysokotemperaturnaja gazoparovaja ustanovka po sheme SKTI-LPI." *Teploenergetika* 5 (1966): 25–27. Print. 2. Arsen'ev, L. V., et al. "Vysokoeffektivnaja kombinirovannaja ustanovka s parovym ohlazhdeniem gazovoj turbiny." *Teploenergetika* 3 (1990): 19–22. Print. 3. Arsen'ev, L. V., et al. "Sovershenstvovanie kombinirovannyh ustanovok s parovym ohlazhdeniem gazovoj turbiny." *Teploenergetika* 3 (1993): 31–35. Print. 4. Matta, R. K., G. D. Mercer and R.S. Tuthill. "Power Systems for the 21st Century – "H" Gas Turbine Combined-Cycles." *GE Power Systems*. General Electric Company, 2014. Web. 21 January 2014 <http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/tech_docs/en/downloads/ger3935b.pdf>. 5. Tarasov, A. I., and A. I. Dolgov "THA (Thermal & Hydraulic Analysis)." *Svidetel'stvo ob oficial'noj registracii programm dlja JeVM. Federal'naja sluzhba po intellektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam*. RU Patent 2007610141. 10 November 2006.

Поступила (received) 11.02.2014

УДК 532.516

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

О. В. ШИХАБУТИНОВА, канд. техн. наук; с.н.с. ИТТФ НАНУ, Киев

ФАКТОРЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В ТРУБЕ С ЗАВИХРИТЕЛЕМ ЧАСТИЧНОЙ ЗАКРУТКИ ПОТОКА

Определены факторы, влияющие на интенсификацию теплообмена в трубе с завихрителем частичной закрутки потока, которые включают скорость и угол закрутки потока в пристеночной области, интенсивность турбулентности и вихревое перемешивание. Результаты исследования показали, что основной вклад в интенсификацию теплообмена оказывает вихревое перемешивание, величина которого превышает фактор 2,0. Факторы закрутки потока и турбулентности соизмеримы между собой и составляют около 1,2. Фактор снижения скорости около поверхности канала составляет около 0,6.

Ключевые слова: завихритель, частичная закрутка потока, факторы интенсификации теплообмена.

Введение

Проблема интенсификации теплообмена в каналах продолжает привлекать внимание исследователей и инженеров в связи с разработкой новых энергетических установок, интенсивных технологических аппаратов, промышленных теплообменников, рекуператоров теплоты и химических реакторов.

Для интенсификации внутреннего теплообмена в настоящее время широко используются: закрутка потока и его турбулизация, оребрение поверхности, ребра, выступы и углубления различной формы, а также некоторые другие методы [1, 2]. Одним из эффективных и простых в исполнении методов интенсификации теплообмена является закрутка потока, в частности частичная закрутка, которая в ряде случаев позволяет снизить гидравлические потери, улучшить теплогидравлические характеристики и регулировать интенсивность теплообмена при постоянном расходе теплоносителя.

Анализ выполненных исследований

В работе [3] выполнен подробный анализ и сделано обобщение экспериментальных и теоретических исследований в области теплообмена и гидродинамики внутренних закрученных потоков. Этот анализ показал, что для различных способов и законов начальной закрутки потока в круглых трубах фактор интенсификации теплообмена монотонно увеличивается с ростом угла закрутки завихрителя. Экспериментальное исследование теплообмена, выполненное в работах [4, 5], позволило заключить, что при использовании завихрителя частичной закрутки потока на основе крестообразной вставки, зависимость фактора интенсификации среднего теплообмена в круглом канале с начальным адиабатным участком от угла закрутки имеет немонотонный характер, с локальным максимумом и минимумом (рис. 1, линия 1). Компьютерный анализ структуры частично закрученного потока показал [6], что такой характер изменения фактора интенсификации теплообмена обусловлен одновременным влиянием нескольких факторов, среди которых угол закрутки и скорость потока около поверхности канала, интенсивность турбулентности и вихревое перемешивание.

Цель настоящей работы – определить степень влияния отдельных факторов, влияющих на интенсификацию среднего теплообмена в трубе с завихрителем

© Т.В. Доник, О.В. Шихабутинова, 2014

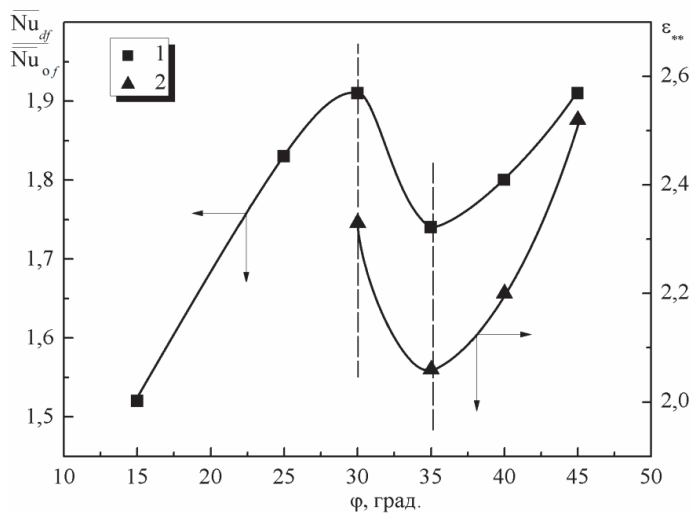


Рис. 1 – Зависимость фактора интенсификации среднего теплообмена (1) и функции вихревого перемешивания (2) от геометрического угла закрутки потока φ

частичной закрутки потока на основе крестообразной вставки и на этой основе объяснить немонотонный характер поведения фактора интенсификации теплообмена в зависимости от угла закрутки завихрителя.

Результаты исследования

Компьютерное моделирование гидродинамики показало [4], что геометрическое значение угла отгиба элементов (угла закрутки завихрителя φ) не соответствует действительному значению среднего угла закрутки потока $\bar{\varphi}$, поэтому дальнейший анализ выполнен с учетом

действительных значений угла закрутки потока. Обработка результатов моделирования позволила получить следующие средние значения действительного угла закрутки потока: $\bar{\varphi} = 27^\circ$ (φ = 30°), $\bar{\varphi} = 33^\circ$ (φ = 35°), $\bar{\varphi} = 37^\circ$ (φ = 45°). Как следует, действительное значение угла закрутки не соответствует геометрическому значению при всех значениях угла закрутки. Это обусловлено «недокруткой» потока, которая особенно заметно проявляется при больших углах закрутки потока.

Для определения влияющих факторов воспользуемся основами теории винтовой линии [3]. В качестве определяющих параметров используем суммарную скорость потока V_Σ и длину винтовой линии тока $x_{\text{эф}}$ около стенки трубы, а в качестве базового – уравнение подобия для осевого потока в начальном участке трубы при постоянном тепловом потоке на стенке канала. После подстановки определяющих параметров получим уравнение подобия для турбулентного локального теплообмена в трубе с закруткой потока:

$$\text{Nu}_{x_{\text{эф}}} = 0,0308 \text{Re}_{x_{\text{эф}}}^{0,8} \text{Pr}_f^{0,4}, \quad (1)$$

где $\text{Nu}_{x_{\text{эф}}} = \alpha x_{\text{эф}} / \lambda_f$, $\text{Re}_{x_{\text{эф}}} = V_\Sigma x_{\text{эф}} / \nu$ – эффективное число Нуссельта и число Рейнольдса на основе эквивалентной длины винтовой линии $x_{\text{эф}}$ и суммарной скорости потока; $x_{\text{эф}} = x(1 + \text{tg}^2 \varphi_w)^{0,5}$ – эквивалентная длина линии тока, м; x – продольная координата, м; $V_\Sigma = V_{1x}(1 + \text{tg}^2 \varphi_w)^{0,5}$ – средняя абсолютная скорость потока около стенки трубы, м/с; V_{1x} – средняя осевая скорость около стенки трубы, м/с; $\text{tg} \varphi_w$ – тангенс среднего угла закрутки потока на стенке канала, который является отношением поверхностных касательных напряжений трения в тангенциальном и осевом направлениях; λ_f – коэффициент теплопроводности потока, Вт/(м·К); ν – кинематический коэффициент вязкости потока, м²/с.

После подстановки и соответствующих преобразований уравнение (1) принимает следующий вид

$$\text{Nu}_{xf} = 0,0308 \text{Re}_{xf}^{0,8} \text{Pr}_f^{0,4} \varepsilon_\varphi, \quad (2)$$

где $\text{Nu}_{xf} = \alpha x / \lambda_f$, $\text{Re}_{xf} = V_{1x} x / \nu$ – число Нуссельта и число Рейнольдса по продольной координате x ; $\varepsilon_\varphi = x \left(1 + \text{tg}^2 \varphi_w\right)^{0,3}$ – фактор закрутки потока.

Поскольку закрученное течение характеризуется повышенным значением турбулентности и сложной вихревой структурой у поверхности теплообмена, то с учетом принципа суперпозиции отдельных воздействий [7] уравнение (2) запишется в следующем виде:

$$\text{Nu}_{xf} = 0,0308 \text{Re}_{xf}^{0,8} \text{Pr}_f^{0,4} \varepsilon_\varphi \varepsilon_{\text{Tu}} \varepsilon^{**}, \quad (3)$$

где $\varepsilon_{\text{Tu}}, \varepsilon^{**}$ – факторы, характеризующие влияние турбулентности и вихревого перемешивания.

Для определения фактора турбулентности ε_{Tu} используется зависимость, которая характеризует влияние внешней турбулентности на средний теплообмен около пластины при турбулентном режиме течения [8]:

$$\varepsilon_{\text{Tu}} = 1 + 3\text{Tu}_x - 6\text{Tu}_x^2,$$

где $\text{Tu}_x = \frac{\sqrt{\overline{V_x'^2} + \overline{V_y'^2} + \overline{V_z'^2}}}{\overline{V}} \cdot 100\%$ – степень турбулентности, %; $\overline{V_x'^2}$, $\overline{V_y'^2}$, $\overline{V_z'^2}$ – компоненты квадратичных пульсаций скорости по осям x , y , z , m^2/c^2 .

Считается, что течение в трубе с завихрителем частичной закрутки потока условно делится на течение в канале закрутки, которая образуется системой прямоугольных струй у стенки трубы, и в центральной области вставки осевым течением.

Тогда после преобразований при использовании в качестве определяющей средней скорости потока на входе в канал и учитывая влияние начального адиабатного участка, получим:

$$\overline{\text{Nu}}_{df} = \overline{\text{Nu}}_{of} \varepsilon_V \varepsilon_\varphi \varepsilon_{\text{Tu}} \varepsilon^{**}. \quad (4)$$

Здесь $\overline{\text{Nu}}_{of} = 0,038 \text{Re}_{df}^{0,8} \text{Pr}_f^{0,4} (l/d)^{-0,2}$ – средний теплообмен в трубе с учетом предвключенного адиабатного участка при осевом течении потока; l/d – относительная длина канала с завихрителем; $\overline{\text{Nu}}_{df} = \overline{\alpha} d / \lambda_f$, $\text{Re}_{df} = \overline{V} d / \nu$ – среднее число Нуссельта и число Рейнольдса по диаметру трубы d ; \overline{V} – средняя скорость на входе в трубу с завихрителем; ε_V – фактор, характеризующий величину скорости потока около поверхности канала, который определяется формулой

$$\varepsilon_V = \left(\frac{V_{1x}}{\overline{V}} \right)^{0,8}.$$

Отношение скоростей V_{1x} / \overline{V} определяется из равенства потерь статического давления в канале закрутки потока и в канале осевого течения:

$$\frac{V_{1x}}{\overline{V}} = \frac{\cos \varphi}{4 \left(\frac{G_2}{G_1} + 1 \right) \frac{a}{d} \left(1 - \frac{a}{d} \right)},$$

где
$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{\left(1 - 2\frac{a}{d}\right)^{24/9} \left(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi\right)^{14/18} \cos \varphi}{2\left(1 - \frac{a}{d}\right)\left(2\frac{a}{d}\right)^{15/9}}$$
 – отношение расходов воздуха в каналах

закрутки и осевого течения; параметры a, d – высота отгибного элемента завихрителя и диаметр трубы, м. Для рассматриваемого завихрителя отношение $a/d = 0,145$, геометрический угол закрутки потока $\varphi = 30^\circ, 35^\circ$ и 45° .

Поскольку величина отдельных факторов может быть определена из вышеприведенных уравнений, то фактор вихревого перемешивания ε_{**} может быть найден из уравнения (4) исключением вклада в средний теплообмен закрутки потока, турбулентности и скорости потока около поверхности канал. Для этого используются опытные данные по среднему теплообмену в трубе с завихрителем частичной закрутки и предвключенным адиабатным участком [4–6].

В таблице приводятся результаты расчета факторов $\varepsilon_V, \varepsilon_\varphi, \varepsilon_{Tu}$ и ε_{**} для исследованных условий при различных значениях угла закрутки потока, а на рис. 2 представлены графические зависимости этих функций.

Таблица

Факторы закрутки, скорости потока, турбулентности и вихревого перемешивания потока

$\varphi/\bar{\varphi}$, град	Эксперимент $\overline{Nu}_{df}/\overline{Nu}_{of}$	Скорость у поверхности, ε_V	Закрутка потока, ε_φ	Турбулентность, ε_{Tu}	Вихревое перемешивание, ε_{**}
30 / 27	1,91	0,65 / 0,67	1,09 / 1,07	1,18	2,33 / 2,30
35 / 33	1,74	0,61 / 0,62	1,13 / 1,11	1,25	2,06 / 2,05
45 / 37	1,91	0,52 / 0,59	1,23 / 1,14	1,21	2,52 / 2,38

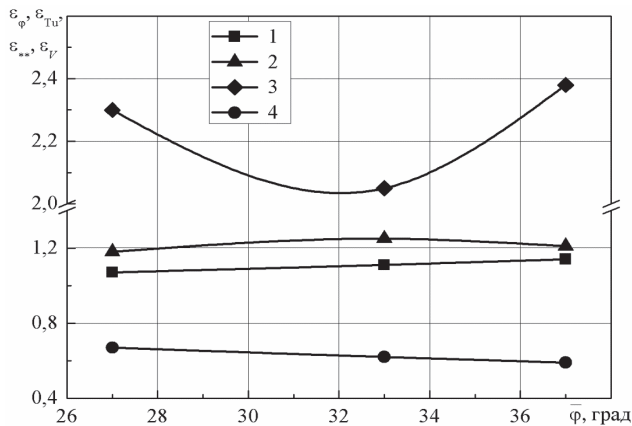


Рис. 2 – Факторы закрутки (1), турбулентности (2), вихревого перемешивания потока (3) и скорости около поверхности канала (4) для действительного значения угла закрутки $\bar{\varphi}$ при $a/d = 0,145$

Как видно, изменение фактора вихревого перемешивания (рис. 2, линия 3) для всех углов закрутки является преобладающим и характеризуется кривой с минимумом при $\bar{\varphi} \approx 32^\circ$, которому соответствует значение $\varepsilon_{**} = 2,05$. Максимальные значения фактора вихревого перемешивания составляют $\varepsilon_{**} = 2,33$ при $\bar{\varphi} = 27^\circ$ и $\varepsilon_{**} = 2,38$ при $\bar{\varphi} = 37^\circ$. Факторы закрутки потока (рис. 2, линия 1) и турбулентности (рис. 2, линия 2) соизмеримы между собой и составляют около 1,2. Фактор, характеризующий скорость потока около поверхности канала (рис. 2, линия 4) составляет около 0,6, т.е. эта скорость составляет 60 % от скорости на входе в канал.

Таким образом, основной вклад в интенсификацию теплообмена при использовании данного типа завихрителя частичной закрутки оказывает вихревое перемешивание потока. Снижение фактора интенсификации теплообмена в области

$\varphi > 30^\circ$ и последующее его увеличение в области $\varphi > 35^\circ$ обусловлено соответствующим поведением фактора вихревого перемешивания (рис. 1, линия 2). При этом разница между максимальным и минимальным значениями среднего теплообмена и фактора вихревого перемешивания примерно одинакова.

Выводы

1) Определены факторы закрутки потока, турбулентности, вихревого перемешивания и снижения скорости около поверхности канала, характеризующие средний теплообмен в трубе с завихрителем частичной закрутки на основе крестообразной вставки.

2) Показано, что основной вклад в интенсификацию теплообмена в трубе с завихрителем частичной закрутки рассматриваемого типа оказывает вихревое перемешивание потока, величина которого превышает фактор 2,0.

3) Факторы закрутки потока и турбулентности соизмеримы между собой и составляют около 1,2. Фактор снижения скорости около поверхности канала составляет около 0,6.

4) Объяснен характер поведения кривой фактора интенсификации среднего теплообмена от угла закрутки потока в трубе с завихрителем частичной закрутки потока. Наличие максимума и минимума на кривой фактора интенсификации обусловлено соответствующим поведением фактора вихревого перемешивания.

Список литературы: 1. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – изд. 3-е перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975. – 488 с. 2. Калинин, Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах [Текст] / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. – М.: Машиностроение, 1972. – 220 с. 3. Халатов, А. А. Теория и практика закрученных потоков [Текст] / А. А. Халатов. – К.: Наукова думка, 1989. – 200 с. 4. Доник, Т. В. Теплообмен при течении воздуха в круглой трубе с крестообразной вставкой [Текст] / Т. В. Доник, А. А. Халатов, И. И. Борисов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Современные технологии в газотурбостроении. – 2011. – № 3/10(51). – С. 21–24. 5. Доник, Т. В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубе с крестообразной вставкой и частичной закруткой потока [Текст] / Т. В. Доник, А. А. Халатов // Промышленная теплотехника. – 2012. – № 2. – С. 28–32. – ISSN 0204-3602. 6. Donyk, T. The numeral simulation of an air flow structure with partial swirl [Текст] / T. Donyk, A. Khalatov, A. Zinchenko // Proceedings the Fifth world congress «Aviation in the XXI-st century». – 2012. – Vol. 1. – P. 1.12.8–1.12.13. 7. Кутателадзе, С. С. Теплообмен и трение в турбулентном пограничном слое [Текст] / С. С. Кутателадзе. – М.: Энергия, 1972. – 344 с. 8. Дыбан, Е. П. Теплообмен и гидродинамика турбулентных потоков [Текст] / Е. П. Дыбан, Э. Я. Эпик. – К.: Наукова думка, 1985. – 296 с.

Bibliography (transliterated): 1. Isachenko, V. P., V. A. Osipova and A. S. Sukomel. *Teplotperedacha*. Moscow: Jenergija, 1975. Print. 2. Kalinin, Je. K., G. A. Drejcer and S. A. Jarho. *Intensifikacija teploobmena v kanalah*. Moscow: Mashinostroenie, 1972. Print. 3. Halatov, A. A. *Teorija i praktika zakruchennyh potokov*. Kiev: Naukova dumka, 1989. Print. 4. Donik, T. V., A. A. Halatov and I. I. Borisov. "Teploobmen pri techenii vozduha v krugloj trube s krestoobraznoj vstavkoj." *Vostochno-Evropskij zhurnal peredovyh tehnologij. Sovremennye tehnologii v gazoturbostroenii* 3/10(51) (2011): 21–24. Print. 5. Donik, T. V., and A. A. Halatov. "Teploobmen i gidravlichesкое soprotivlenie v trube s krestoobraznoj vstavkoj i chastichnoj zakrutkoj potoka." *Promyshlennaja teplotehnika* 2 (2012): 28–32. ISSN 0204-3602. Print. 6. Donyk, T., A. Khalatov and A. Zinchenko. "The numeral simulation of an air flow structure with partial swirl." *Proceedings the Fifth world congress «Aviation in the XXI-st century*. Vol. 1. 2012. 1.12.8–1.12.13. Print. 7. Kutateladze, S. S. *Teploobmen i trenie v turbulentnom pograničnom sloe*. Moscow: Jenergija, 1972. Print. 8. Dyban, E. P., Je. Ja. Jepik. *Teploobmen i gidrodinamika turbulentnyh potokov*. Kiev: Naukova dumka, 1985. Print.

Поступила (received) 04.02.2014

УДК 621.187.124

Г. В. ГРИГОРЬЕВ, с.н.с. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
П. В. ЕГОРОВ, канд. техн. наук; зав. отд. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
М. В. ЧУПРАКОВ, ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
А. С. ГИММЕЛЬБЕРГ, ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
Ю. Г. СУХОРУКОВ, канд. техн. наук; зам. ген. дир. ОАО «НПО ЦКТИ»;
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», Санкт-Петербург, Россия

РАЗРАБОТКА ТЕРМИЧЕСКИХ ДЕАЭРАТОРОВ ПОВЫШЕННОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ТУРБОУСТАНОВОК ЭНЕРГОБЛОКОВ АЭС МОЩНОСТЬЮ 1200 МВт

С учетом опыта создания и внедрения деаэраторов для Тяньваньской АЭС в Китае и АЭС «Куданкулам» в Индии, разработаны новые деаэраторы производительностью 6400 т/ч для энергоблоков № 1, 2 мощностью 1200 МВт Нововоронежской АЭС-2 и Ленинградской АЭС-2 проекта АЭС-2006. Результаты разработки и освоения указанных деаэраторов используются при проектировании новых деаэраторов для энергоблоков № 1, 2 мощностью 1200 МВт Белорусской АЭС, а также перспективных энергоблоков АЭС и ТЭС в России и за рубежом.

Ключевые слова: новый термический деаэратор повышенного давления, низконапорное водораспределительное устройство, ОАО «НПО ЦКТИ», проект АЭС-2006, деаэратор питательной воды.

Введение

В последнее время появились новые требования, предъявляемые к деаэраторам питательной воды для турбоустановок мощных энергоблоков АЭС: увеличение единичной производительности, повышение рабочего и расчетного давления, работа деаэратора на скользящем давлении, снижение остаточной концентрации кислорода в питательной воде и др. В связи с этим весьма актуальной является задача создания новых, надежных и эффективных термических деаэраторов большой производительности, в полной мере удовлетворяющих условиям работы мощных современных турбоустановок.

Анализ основных достижений и литературы

В 2000–2004 гг. специалистами ОАО «НПО ЦКТИ» были разработаны новые термические деаэраторы единичной производительностью 6000 т/ч для применения в схеме энергоблоков с реактором ВВЭР-1000 Тяньваньской АЭС в Китае и АЭС «Куданкулам» в Индии [1]. Деаэраторы имеют в своем составе одну горизонтальную деаэрационную колонку, установленную на деаэрационном баке геометрическим объемом ~ 400 м³. Общий вид этих деаэраторов представлен на рис. 1.

В качестве деаэрирующих элементов в деаэраторах используются: низконапорные водораспределительные устройства (форсунки струйного типа) и перфорированные тарелки – в колонке, «затопленное» барботажное устройство – в баке.

Два деаэратора ДП-6000/250-А такой конструкции были изготовлены и поставлены для энергоблоков № 1, 2 Тяньваньской АЭС в Китае и уже более пяти лет успешно эксплуатируются, обеспечивая надежную и устойчивую работу в проектном диапазоне изменения производительности, необходимые нагрев и качество деаэрированной воды.

© Г.В. Григорьев, П.В. Егоров, М.В. Чупраков, А.С. Гиммельберг, Ю.Г. Сухоруков, 2014

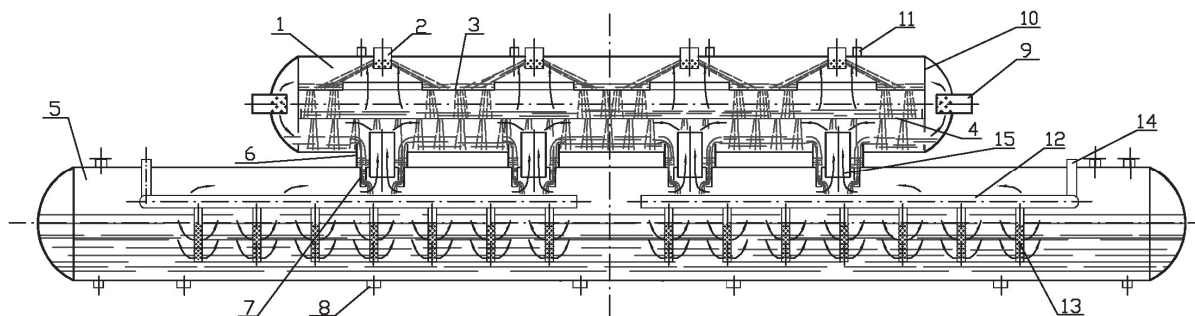


Рис. 1 – Принципиальная схема деаэратора ДП-6000/250-А:

1 – деаэрационная колонка; 2 – низконапорные водораспределительные устройства; 3 – тарелка верхняя перфорированная; 4 – тарелка нижняя перфорированная; 5 – бак деаэрационный; 6 – патрубки соединительные; 7 – трубы сливные; 8 – штуцера расходные; 9 – штуцера греющего пара; 10 – фальшднище; 11 – штуцера выпара; 12 – коллектор раздающий; 13 – трубы вертикальные перфорированные; 14 – подвод пара на барботаж; 15 – трубы паровые

Два деаэратора модификации ДП-6000/250-А-1, отличающихся главным образом величинами рабочего давления и изменения давления при работе на скользких параметрах, были изготовлены и поставлены на энергоблоки № 1, 2 АЭС «Куданкулам» в Индии.

В настоящее время на АЭС «Куданкулам» проводятся пуско-наладочные работы по программе освоения энергоблока № 1. В декабре 2013 г. энергоблок № 1 успешно выведен на 50 % мощности. Деаэратор работает надежно, обеспечивает необходимые нагрев и качество питательной воды. Пуск энергоблока № 2 намечен на 2014 г.

Основные проектные технические характеристики указанных деаэраторов приведены в таблице 1.

Таблица 1

Основные проектные технические характеристики деаэраторов для энергоблоков № 1, 2 Тяньваньской АЭС в Китае и АЭС «Куданкулам» в Индии

Характеристика	Деаэратор энергоблоков № 1, 2 Тяньваньской АЭС ДП-6000/250-А	Деаэратор энергоблоков № 1, 2 АЭС «Куданкулам» ДП-6000/250-А-1
Производительность деаэратора (номинальная), т/ч	6000	6000
Давление рабочее абсолютное, МПа	0,824	1,07
Диапазон изменения давления при работе на скользких параметрах, МПа	0,824–0,49	1,07–0,69
Нагрев воды в деаэраторе при номинальной производительности, °С	10–40	10–40
Диапазон изменения производительности деаэратора, % номинальной	100–20	100–30
Исполнение деаэрационных колонок	горизонтальное	горизонтальное
Количество колонок на бак, шт.	1	1
Общая масса деаэрационной колонки (колонок), кг	65500	71500
Объем деаэрационного бака, м ³	400	400
Масса деаэрационного бака, кг	148000	149050
Полная высота деаэратора, мм	7700	7700
Общая масса деаэратора, кг	213500	220550
Содержание растворенного кислорода в деаэрированной воде на выходе из деаэратора, мкг/кг, не более	10	10

Цели исследования, постановка задачи

На основе опыта создания и внедрения деаэраторов с одной горизонтальной колонкой, наметились пути дальнейшего совершенствования конструкции с целью сокращения массогабаритных характеристик, повышения технологичности при изготовлении и монтаже, увеличения производительности и др.

Для перспективных энергоблоков с реакторной установкой ВВЭР-1200 проекта АЭС-2006 Нововоронежской АЭС-2 (НВАЭС-2) и Ленинградской АЭС-2 (ЛАЭС-2) необходимо было разработать новые деаэраторы питательной воды производительностью 6400 т/ч, удовлетворяющие условиям работы мощных современных турбоустановок.

Материалы исследования

На начальном этапе разработки деаэраторов для энергоблоков проекта АЭС-2006 было рассмотрено два конструктивных варианта:

– деаэратор с одной деаэрационной колонкой горизонтального типа производительностью ~ 6400 т/ч;

– деаэратор с четырьмя малогабаритными деаэрационными колонками вертикального типа, производительностью 1600 т/ч каждая.

В обоих вариантах предполагалось, что:

– деаэрационные колонки будут устанавливаться на деаэрационном баке геометрическим объемом ~ 400 м³;

– будет применяться двухступенчатая (струйно-барботажная) схема обработки воды;

– в качестве деаэрирующих элементов в деаэрационных колонках будут использоваться низконапорные водораспределительные устройства (форсунки струйного типа) и струйные тарелки;

– в деаэрационном баке будет предусмотрено «затопленное» барботажное устройство;

– принятая схема обработки воды должна обеспечить практически одинаковые тепловую эффективность и повышенные требования к качеству деаэрированной воды.

Результаты исследования

По результатам сравнения обоих указанных выше вариантов, по согласованию с Генпроектировщиками энергоблоков НВАЭС-2 и ЛАЭС-2 (ОАО «Атомэнергопроект» и ОАО «СПб АЭП»), для дальнейшей проработки был принят вариант конструкции деаэратора с четырьмя малогабаритными деаэрационными колонками вертикального типа. К преимуществам этого варианта конструкции деаэратора следует отнести:

– уменьшение вертикального габарита и массы;

– упрощение конструктивного исполнения;

– повышение технологичности при изготовлении деаэратора на предприятии-изготовителе и монтаже;

– упрощение компоновки присоединяемых к баку трубопроводов.

На рисунке 2 представлена принципиальная схема нового деаэратора ДП-6400(4×1600)/250-А, разработанного в 2010 г. Деаэратор состоит из четырех малогабаритных вертикальных деаэрационных колонок, установленных на деаэрационном баке геометрической ёмкостью 400 м³.

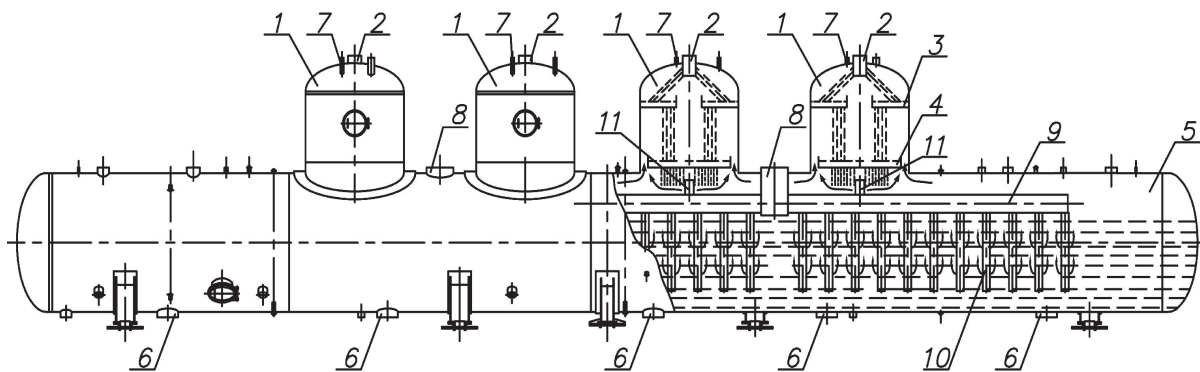


Рис. 2 – Принципиальная схема нового деаэратора ДП-6400(4x1600)/250-А для отечественных энергоблоков мощностью 1200 МВт:

- 1 – деаэрационная колонка; 2 – низконапорные водораспределительные устройства;
 3 – тарелка верхняя перфорированная; 4 – тарелка нижняя перфорированная;
 5 – бак деаэрационный; 6 – штуцеры расходные; 7 – штуцеры выпара; 8 – штуцеры подвода пара на парораспределительное устройство; 9 – раздающие коллекторы; 10 – трубы барботажные вертикальные перфорированные; 11 – штуцеры перфорированные

Деаэратор работает следующим образом. Основной конденсат подается в деаэрационные колонки 1, через низконапорные водораспределительные устройства 2, представляющие собой струйные форсунки. Вода, вытекая из отверстий форсунки, дробится на струи и капли и сливается на верхнюю перфорированную тарелку 3. Через отверстия верхней тарелки вода струями стекает на нижнюю перфорированную тарелку 4. Затем вода сливается в деаэрационный бак 5.

Из бака деаэрированная вода, после выдержки и обработки паром в «затопленном» барботажном устройстве, отводится через расходные штуцеры 6.

Весь греющий пар подается в раздающие коллекторы 9 через штуцеры 8 и распределяется на две части. Одна часть пара через патрубки 11 поступает в паровое пространство бака, где смешивается с паром, образующимся при поступлении в бак вскипающих потоков (конденсат греющего пара подогревателя высокого давления (ПВД), конденсат греющего пара сепаратора-пароперегревателя (СПП) и др.) и направляется в деаэрационные колонки под нижние тарелки 4.

Оставшаяся часть пара для обеспечения надежной деаэрации во всех режимах работы блока направляется в «затопленное» барботажное устройство, расположенное в водяном объеме бака деаэратора и состоящее из вертикальных перфорированных труб 10.

Пар, выходя из отверстий барботажных труб, проходит через слой воды в баке, обрабатывая её. Затем этот пар смешивается с другими потоками пара в паровом объеме деаэрационного бака и направляется в деаэрационные колонки.

Применение в деаэрационной колонке эффективных струйных форсунок и перфорированных тарелок, а в баке «затопленного» барботажного устройства позволяет надежно гарантировать необходимые нагрев и качество деаэрированной воды.

Конструкция парораспределительного устройства позволяет подавать греющий пар одновременно в водяной объем деаэрационного бака (на барботаж) и в паровой объем под деаэрационные колонки, в отличие от применявшихся ранее двух отдельных подводов пара в деаэратор (в колонку и в бак на барботаж). Таким образом, греющий пар подается в деаэратор из одного источника через общие штуцера, что

упрощает схему компоновки присоединяемых к баку трубопроводов. Такое техническое решение защищено патентом РФ [2].

Разработанные две модификации деаэратора ДП-6400(4×1600)/250-А для НВАЭС-2 и ДП-6400(4×1600)/250-1-А для ЛАЭС-2 различаются между собой величиной изменения давления при работе на скользящих параметрах, а также расположением и функциональным назначением некоторых штуцеров.

Выполненные специалистами ОАО «НПО ЦКТИ» расчёты подтвердили, что разработанные деаэраторы соответствуют проектным данным и сохраняют гидродинамическую устойчивость во всех заданных расчётных режимах работы турбоустановки К-1200-6.8/50.

Два новых деаэратора ДП-6400(4×1600)/250-А изготовлены и находятся в завершающей стадии монтажа на энергоблоках № 1 НВАЭС-2 и ЛАЭС-2. В настоящее время изготавливаются еще два деаэратора для энергоблоков № 2 указанных АЭС.

Основные проектные технические характеристики деаэраторов для энергоблоков Тяньваньской АЭС в Китае, АЭС «Куданкулам» в Индии и деаэраторов энергоблоков НВАЭС-2 и ЛАЭС-2 приведены в таблице 2.

Таблица 2

Основные проектные технические характеристики деаэраторов для энергоблоков № 1, 2 АЭС «Тяньвань» в Китае, № 1, 2 АЭС «Куданкулам» в Индии и деаэраторов энергоблоков НВАЭС-2 и ЛАЭС-2

Характеристика	Деаэратор энергоблоков № 1, 2 Тяньваньской АЭС ДП-6000/250-А	Деаэратор энергоблоков № 1, 2 АЭС «Куданкулам» ДП-6000/250-1-А	Деаэратор энергоблоков № 1, 2 НВАЭС-2 ДП-6400(4×1600)/250-А	Деаэратор энергоблока № 1 ЛАЭС-2 ДП-6400(4×1600)/250-1-А
Производительность деаэратора (номинальная), т/ч	6000	6000	6400	6400
Давление рабочее абсолютное, МПа	0,824	1,07	0,87	0,87
Диапазон изменения давления при работе на скользящих параметрах, МПа	0,824–0,49	1,07–0,69	0,871–0,42	0,871–0,69
Нагрев воды в деаэраторе при номинальной производительности, °С	10–40	10–40	10–50	10–50
Диапазон изменности производительности деаэратора, % номинальной	100–20	100–30	100–20	100–20
Исполнение деаэрационных колонок	горизонтальное	горизонтальное	вертикальное	вертикальное
Количество колонок на баке, шт.	1	1	4	4
Масса деаэрационной колонки в составе деаэратора, кг	65500	71500	39215	39215

Окончание таблицы 2

Объем деаэрационного бака, м ³	400	400	400	400
Масса деаэрационного бака, кг	148000	149050	155000	155000
Полная высота деаэратора, мм	7700	7700	7500	7500
Общая масса деаэратора, кг	213500	220550	194215	194215
Содержание растворенного O ₂ в деаэрированной воде на выходе из деаэратора, мкг/кг, не более	10	10	5	5

Как видно из таблицы 2, преимущества применения нового деаэратора с четырьмя малогабаритными вертикальными деаэрационными колонками по сравнению с деаэратором с одной горизонтальной деаэрационной колонкой заключаются в следующем:

- почти в два раза снизилась суммарная масса деаэрационных колонок;
- общая масса деаэратора снижена более чем на 26000 кг. При этом существенная часть экономии металла приходится на нержавеющей сталь;
- производительность деаэратора увеличена с 6000 т/ч до 6400 т/ч;
- проектное содержание растворенного кислорода в деаэрированной воде снижено с 10 до 5 мкг/кг;
- увеличен допустимый нагрев воды в деаэраторе при номинальной производительности с 40 °С до 50 °С;
- упрощена компоновка присоединяемых трубопроводов за счет большей доступности к верхней образующей деаэрационного бака;
- несколько снижен вертикальный габарит деаэратора;
- достигается повышение технологичности при контрольной сборке деаэратора на предприятии-изготовителе, а также при сборке и монтаже на площадке АЭС.

Выводы

1) С учетом опыта создания и внедрения деаэраторов с одной горизонтальной колонкой для Тяньваньской АЭС в Китае и АЭС «Куданкулам» в Индии, разработаны новые деаэраторы производительностью 6400 т/ч с четырьмя вертикальными малогабаритными колонками для энергоблоков № 1, 2 мощностью 1200 МВт НВАЭС-2 и ЛАЭС-2.

2) Применение вертикальных малогабаритных деаэрационных колонок по сравнению с горизонтальной колонкой позволило значительно снизить общую массу деаэратора – более чем на 26000 кг. При этом существенная часть экономии металла приходится на нержавеющей сталь. Производительность деаэратора была увеличена с 6000 т/ч до 6400 т/ч, проектное содержание растворенного кислорода в деаэрированной воде снижено с 10 до 5 мкг/кг. Конструкция новых деаэраторов позволяет повысить технологичность при их изготовлении и сборке на площадке АЭС и упростить компоновку присоединяемых к баку трубопроводов.

Два новых деаэратора типа ДП-6400(4×1600)/250-А изготовлены и находятся в завершающей стадии монтажа на энергоблоках № 1 НВАЭС-2 и ЛАЭС-2. В настоящее время изготавливаются ещё два деаэратора для энергоблоков № 2 указанных АЭС.

3) В разработанных деаэраторах применена двухступенчатая схема обработки воды паром: в колонках используются низконапорные струйные форсунки и перфорированные тарелки, в баке – «затопленное» барботажное устройство.

4) Результаты разработки и освоения указанных деаэраторов используются при проектировании новых деаэраторов для энергоблоков № 1, 2 мощностью 1200 МВт Белорусской АЭС, а также перспективных энергоблоков АЭС и ТЭС в России и за рубежом.

Список литературы: 1. Григорьев, Г. В. Укрупненные термические деаэраторы с горизонтальной колонкой для мощных энергоблоков АЭС [Текст] / Г. В. Григорьев, А. С. Гиммельберг, П. В. Егоров, Н. Е. Шилова, В. Г. Михайлов, А. Н. Баева // Теплоэнергетика. – 2008. – № 2 – С. 62. 2. Пат. 2274803 Российская Федерация, МПК F22D1/50. Термический деаэратор / А. С. Гиммельберг, В. Г. Михайлов, Г. В. Григорьев, П. В. Егоров, Н. Е. Шилова; Заявитель и патентообладатель ОАО «НПО ЦКТИ». – № 2005111337; заявл. 18.04.2005; опубл. 20.04.2006, Бюл. № 11.

Bibliography (transliterated): 1. Grigor'ev, G.V., et al. "Ukrupnennyye termicheskie deajeratory s gorizontal'noj kolonkoj dlja moshhnyh jenergeblokov AJeS." *Teplojenergetika*. No. 2. 2008. 62. Print. 2. Gimmel'berg, A. S., et al. "Termicheskij deajerator." RU Patent 2274803 (MPK F22D1/50). 20 April 2006.

Поступила (received) 11.02.2014

УДК 621.184.4

Т. Г. СИНЦОВА, инженер ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
Н. Н. ТРИФОНОВ, канд. техн. наук; зав. лаб. ОАО «НПО ЦКТИ»,
Санкт-Петербург, Россия;
В. Ф. ЕРМОЛОВ, канд. техн. наук; зав. отд. ОАО «НПО ЦКТИ»,
Санкт-Петербург, Россия;
Ю. Г. СУХОРУКОВ, канд. техн. наук; зам. ген. директора ОАО «НПО ЦКТИ»,
Санкт-Петербург, Россия

РАСЧЕТНОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ СМЕШИВАЮЩИХ ПНД ДЛЯ ТЭС И АЭС

ОАО «НПО ЦКТИ» разработало методику расчета системы смешивающих подогревателей низкого давления, включенных по гравитационной схеме, совместно с конденсатными электронасосами второй ступени. В статье представлены описание и результаты статических и динамических испытаний смешивающих подогревателей низкого давления энергоблока №4 Калининской АЭС. Сопоставление результатов расчета с опытными данными, полученными при испытаниях, показало их достаточно хорошее совпадение.

Ключевые слова: смешивающий подогреватель, сброс нагрузки, испытания, безопасность.

Введение

Проблема эффективной и надёжной работы системы регенерации является одной из важнейших для обеспечения технических, экономических и эксплуатационных характеристик турбоустановок.

Наибольшее распространение получила регенеративная система конденсационных турбоустановок, включающая в себя 4–5 поверхностных подогревателей низкого давления (ПНД), деаэратор и 2–3 подогревателя высокого давления (ПВД), в теплофикационных турбоустановках – также сетевые подогреватели.

Одним из способов повышения эффективности работы турбоустановки является применение в системе регенерации низкого давления подогревателей смешивающего типа.

В настоящее время подогреватели смешивающего типа проектируются практически для всех крупных паровых турбин и предназначены для нагрева основного конденсата в системе регенерации турбины паром с давлением до 0,15 МПа.

Анализ основных достижений и литературы

Смешивающие ПНД имеют целый ряд преимуществ в сравнении с поверхностными:

- практически отсутствует недогрев конденсата до температуры насыщения;
- отсутствие трубной системы удешевляет и упрощает ПНД;
- незначительная чувствительность к содержанию воздуха в греющем паре, что исключает тепловую перегрузку последующих ПНД;
- благодаря меньшей поверхности контакта металла с водой, а также деаэрации в них воды улучшается водно-химический режим энергоблоков.

При применении смешивающих ПНД требуется установка насоса после каждого по ходу воды подогревателя или их размещение на разных высотах для возможности использования самотечного перелива воды из подогревателя с меньшим давлением пара в подогреватель с большим давлением.

© Т.Г. Синцова, Н.Н. Трифонов, В.Ф. Ермолов, Ю.Г. Сухоруков, 2014

Оптимальной является комбинированная схема регенерации, в которой один или два первых по ходу воды ПНД смешивающие. При такой схеме обеспечивается стабильный нагрев воды практически до температуры насыщения греющего пара в первых ступенях подогрева, где обычно из-за присосов воздуха в поверхностных ПНД наблюдается недогрев воды, превышающий нормативный; надежная работа последующих ПНД без тепловой перегрузки; стабильное поддержание за смешивающим ПНД допускаемого нормами содержания кислорода в воде.

Наибольшее применение получила гравитационная схема. Это позволяет сократить количество перекачивающих насосов, однако требует применения специальных мер по обеспечению надежности работы системы регенерации.

Основным требованием при применении смешивающих ПНД является установка абсолютно надежных защитных устройств от попадания в турбину воды из подогревателя, которое возможно при затоплении и при сбросе с турбины нагрузки.

Практика показала, что затопление подогревателей водой наиболее надежно предотвращает безарматурная линия аварийного перелива с гидрозатвором, соединяющим подогреватель с конденсатором турбины [1].

В динамических режимах работы попадание воды в турбину возможно при резком снижении давления пара за счет набухания уровня воды в теплообменном аппарате в результате взрывного вскипания воды. В настоящее время на практике вынос в турбину пароводяной смеси вследствие взрывного вскипания исключается благодаря выбору достаточной высоты парового отсека, а также благодаря установке в подогревателе горизонтальной перегородки с водяными обратными клапанами [1].

Кроме того, конструкция подогревателя должна исключать возможность возникновения обратного потока пара, который был бы способен разогнать турбину выше допустимого значения. Это достигается установкой обратного парового клапана на трубопроводе отбора и выбором проходного сечения дыхательного патрубка на перегородке [2].

Цель исследования

Наиболее опасными режимами является полный сброс нагрузки турбины до нуля, а также сброс до холостого хода или собственных нужд.

Во время сброса нагрузки турбины, когда резко снижается давление пара в аппарате, возможно вскипание основного конденсата во всасывающем трубопроводе и кавитационный срыв конденсатных электронасосов второй ступени (КЭН-2), откачивающих воду из смешивающего ПНД. Это недопустимо, так как с напорного коллектора КЭН-2 осуществляется подпитка исполнительных механизмов защитных устройств на паропроводах отбора и других потребителей основного конденсата.

Таким образом, для смешивающих ПНД важно уметь определять скорость изменения давления пара, влияющую на процессы, происходящие в аппарате, на всех режимах работы турбины.

Материалы исследования

Скорость падения давления пара в смешивающем ПНД зависит от режима работы энергоблока и возникающем при этом соотношении расходов и энтальпии входящих и уходящих потоков. В данной работе приводится математическая модель и результаты расчета скорости падения давления пара для смешивающих ПНД.

При разработке математической модели приняты следующие допущения:

– скорость падения давления в отборе турбины не зависит от процесса,

происходящего в подогревателе;

- процесс в аппарате идет на линии насыщения при текущем давлении;
- давление во всех точках рассматриваемого объема подогревателя одинаково;
- из подогревателя в турбину истекает сухой насыщенный пар;
- параметры сухого насыщенного пара и кипящей воды целиком определяются давлением;
- скорость изменения температуры металла стен соответствует скорости изменения температуры насыщенного пара.

При указанных допущениях для смешивающего ПНД справедливы уравнения материального и энергетического балансов, при совместном решении которых получается выражение для скорости падения давления пара в аппарате

$$\frac{dP_{\Pi}}{d\tau} = \frac{\sum \left(\frac{r\rho''}{\rho' - \rho''} - (i'' - i_{\text{ВВХ}}) \right) G_{\text{В}} + \sum \left(\frac{r\rho'}{\rho' - \rho''} - (i'' - i_{\text{ПВХ}}) \right) G_{\Pi}}{V' \left(\rho' \frac{\partial i'}{\partial P_{\Pi}} + \frac{r\rho''}{\rho' - \rho''} \frac{\partial \rho'}{\partial P_{\Pi}} \right) + V'' \left(\rho'' \frac{\partial i''}{\partial P_{\Pi}} + \frac{r\rho'}{\rho' - \rho''} \frac{\partial \rho''}{\partial P_{\Pi}} \right) - V + c_m M_m \frac{\partial t''}{\partial P_{\Pi}}}, \quad (1)$$

где P_{Π} – давление пара в аппарате; r – удельная теплота парообразования; ρ' , ρ'' – плотность воды и пара на линии насыщения; i' , i'' – удельная энтальпия воды и пара на линии насыщения; $i_{\text{ВВХ}}$, $i_{\text{ПВХ}}$ – удельная энтальпия воды и пара на входе в подогреватель; $G_{\text{В}}$, G_{Π} – расходы воды и пара, подводимые (отводимые) в смешивающий ПНД; V , V' , V'' – объем подогревателя, воды и пара соответственно; c_m – удельная теплоемкость металла аппарата; M_m – масса металла, активно участвующего в процессе аккумуляции тепла; t'' – температура пара на линии насыщения; τ – время.

Как показала многолетняя практика эксплуатации смешивающих ПНД блоков 200, 300, 500, 800 и 1000 МВт режим сброса нагрузки полностью безопасен для турбины и не вызывает каких-либо осложнений, связанных с наличием этих подогревателей.

При сбросе нагрузки блока при отсутствии обратного парового клапана или его поломке пар вскипающего в подогревателе конденсата выходит в турбину, поэтому необходима его количественная оценка. В практике эксплуатации случаи поломки обратных клапанов были, но сбросы нагрузки блоков при этом к авариям не приводили.

Расход пара через трубопровод в турбину для случая отсутствия или отказа обратного парового клапана определяется по формуле [3]

$$G_{\Pi} = F\mu \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_{\Pi} \rho'' \left[\left(\frac{P_t}{P_{\Pi}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_t}{P_{\Pi}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (2)$$

где F – площадь проходного сечения паропровода; μ – коэффициент расхода; k – показатель адиабаты; P_t – давление в отборе турбины.

Давления пара в камере отбора турбины определяется по выражению [4]

$$P_t = \frac{P_{t,0} - P_k}{\alpha_1 \tau^{\alpha_2} + 1} + P_k, \quad (3)$$

где $P_{t,0}$ – давление в отборе турбины в статическом режиме; P_k – давление в конденсаторе; α_1, α_2 – коэффициенты, определяемые экспериментально.

При падении давления в смешивающем ПНД должны исключаться вскипание воды в трубопроводе подвода её к насосам и кавитационный срыв насосов. Для этого допустимая скорость падения давления в трубопроводе должна быть не ниже скорости падения давления в подогревателе при аварийном сбросе нагрузки в любой момент времени

$$\frac{dP_{\Pi}}{d\tau} \leq \frac{dP_{tr}}{d\tau}, \quad (4)$$

где P_{tr} – давление в трубопроводе.

Максимально возможная скорость падения давления в подогревателе определяется по формуле (1).

Допустимая скорость падения в аппарате, при которой отсутствует парообразование в трубопроводе к насосу и кавитационный срыв насоса, определяется по формуле [5]

$$\frac{dP_{tr}}{d\tau} = \frac{\left(H - \frac{\Delta i_B}{\rho_B g \partial i_B / \partial P_{tr}} - \Delta h_t \right) \frac{W \rho_B g}{L} - \left(\frac{\lambda}{D} + \frac{\sum \xi}{L} + \frac{1}{L} \right) \frac{W^3 \rho_B}{2}}{1 + 4 \left(1 + \frac{\delta}{D} \right) \frac{\delta}{D} \frac{\rho_m c_m}{\rho_B} \frac{\partial t_B / \partial P_{tr}}{\partial i_B / \partial P_{tr}}}, \quad (5)$$

где H – разность высот между уровнем воды в смешивающем ПНД и осью входного патрубка насоса; Δi_B – перегрев воды за счет ввода горячих потоков под уровень; ρ_B – плотность воды; g – ускорение свободного падения; i_B – удельная энтальпия воды; Δh_t – критический кавитационный запас насоса при номинальном расходе и температуре конденсата; W – скорость воды в отводящем трубопроводе; L – длина трубопровода; λ – коэффициент трения; D – диаметр трубопровода; $\sum \xi$ – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода; δ – толщина стенки трубопровода; t_B – температура воды.

Равенство правых частей (1) и (5) для любого момента времени переходного процесса обеспечивает надежную откачку воды из подогревателя. Эти выражения связывают между собой режимные факторы, место включения подогревателя в схему, конструктивные решения по оборудованию и его компоновке.

Анализ переходного процесса при сбросе нагрузки производится путем построения графика падения давления в смешивающем ПНД и зеркального отображения графика увеличения давления сверх давления насыщения при движении воды по трубопроводу в зависимости от времени.

Возможность вскипания воды в трубопроводе или кавитационного срыва насоса определяется путём наложения графика увеличения давления воды в трубопроводе на график падения давления воды в аппарате в зависимости от времени. Если графики пересекаются, то происходит вскипание воды в трубопроводе или кавитационный срыв

насоса в момент времени, определяемый точкой пересечения графиков, спроектированной на ось ординат графика падения давления в подогревателе.

Результаты исследования

ОАО «НПО ЦКТИ» выполнен расчетный анализ по разработанной методике системы смешивающих ПНД-1, 2, включенных по гравитационной схеме, совместно с КЭН-2.

Специалистами ОАО «НПО ЦКТИ» были проведены статические и динамические испытания смешивающих ПНД-1, 2, включенных по гравитационной схеме, совместно с КЭН-2 турбоустановки К-1000-60/3000 энергоблока № 4 Калининской АЭС. Испытания проводились при участии работников Калининской АЭС в период освоения блока и его вывода на номинальную мощность. На рис. 1 представлена принципиальная схема турбоустановки.

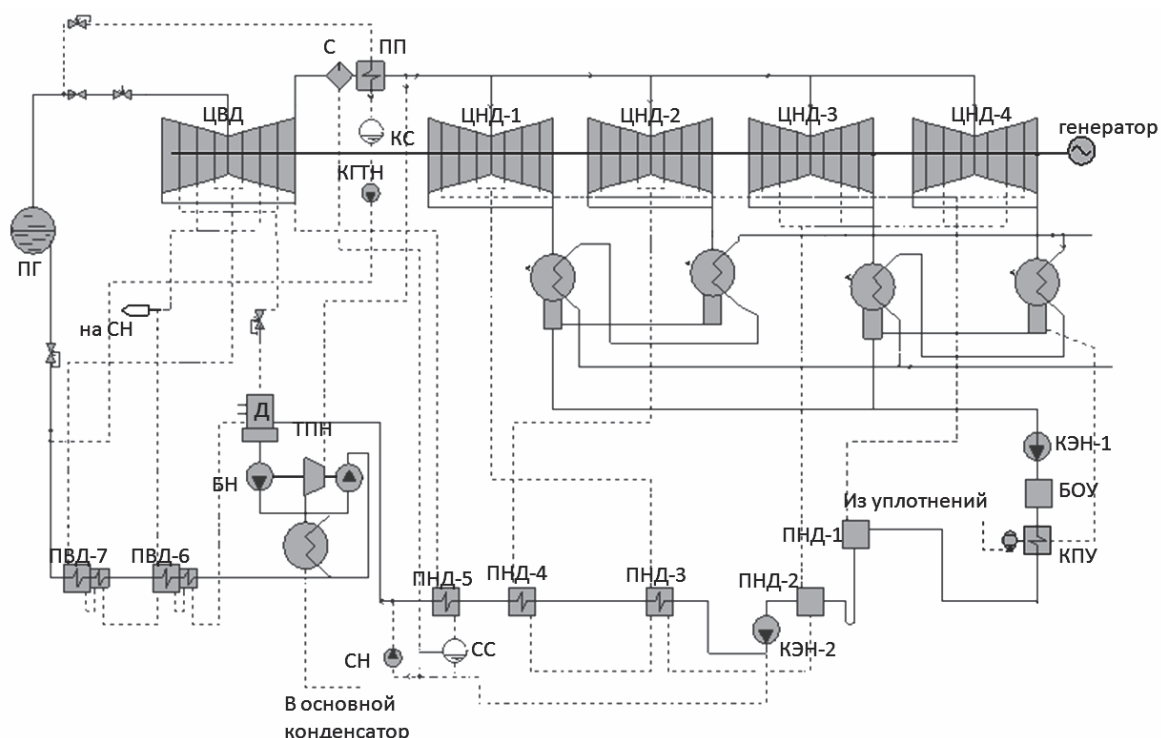


Рис. 1 – Принципиальная схема турбоустановки К-1000-60/3000 Калининской АЭС блок № 4:
 ПГ – парогенератор; ЦВД – цилиндр высокого давления; С – сепаратор; ПП – пароперегреватель;
 ЦНД – цилиндр низкого давления; КС – конденсатосборник; КГТН – конденсатные гидротурбонасосы;
 ПВД – подогреватель высокого давления; ПНД – подогреватель низкого давления; Д – деаэратор;
 БН – бустерные насосы; СН – сливные насосы; СС – сепаратосборник; КЭН – конденсатные
 электронасосы; БОУ – блочная обессоливающая установка; КПУ – конденсатор пара уплотнений;
 ТПН – турбопитательный насос

Целью испытаний являлось определение устойчивости отвода основного конденсата из смешивающих ПНД-1 и ПНД-2 совместно с КЭН-2 и конденсата греющего пара поверхностного ПНД-3 в ПНД-2 в условиях ряда стабильных и динамических режимов работы энергоблока и в аварийных ситуациях.

В качестве ПНД-1 (2 шт.) на блоке № 4 применены типовые аппараты, хорошо зарекомендовавшие себя в эксплуатации на Ровенской, Хмельницкой и Южно-Украинской АЭС.

ПНД-2 – новый аппарат, разработанный для условий работы на блоке № 4 Калининской АЭС, диаметром 3,6 м и длиной 13,6 м, разделенный перегородкой на отсеки нагрева и сбора конденсата, снабженный барботажным устройством для обеспечения деаэрации воды. ПНД-1, 2 включены по гравитационной схеме и снабжены безарматурными линиями аварийного отвода конденсата в конденсатор. Линия отвода из ПНД-1 во входной коллектор КЭН-2 обеспечивает отвод воды при увеличении разности давлений пара и захолаживание на всасе КЭН-2 при динамических режимах работы энергоблока.

Конденсат из конденсатора турбины откачивается КЭН-1 и подается на блочную обессоливающую установку (БОУ). К напорному коллектору КЭН-1 подключены потребители холодного конденсата. Основной поток конденсата после БОУ поступает в оба корпуса смешивающего ПНД-1, откуда самотеком сливается в смешивающий ПНД-2. В ПНД-2 поступают потоки конденсата греющего пара поверхностного ПНД-3, 4, а также паровоздушная смесь из ПНД-3 и сепаратосборника. Оба подогревателя имеют линии аварийного перелива воды через гидрозатворы в конденсатор. Кроме того, имеется переливная линия из ПНД-1 во входной коллектор КЭН-2. В смешивающем ПНД-2 установлены обратные паровые клапаны на патрубках подвода пара.

КЭН-2 забирают нагретую воду из ПНД-2 и через поверхностные ПНД-3, 4, 5 подают её в деаэратор повышенного давления. Часть воды подается из напорного коллектора КЭН-2 на собственные нужды энергоблока.

Основной задачей статических испытаний являлось определение эффективности смешивающих ПНД. Результаты испытаний показали, что в ПНД-1, 2 недогревы основного конденсата отсутствуют на всех режимах работы турбоустановки. Обеспечивается устойчивый отвод основного конденсата из ПНД-1 в ПНД-2 и к КЭН-2, а также отвод конденсата греющего пара ПНД-3 в ПНД-2.

Проведенные динамические испытания со сбросом нагрузки от 100 % $N_{\text{ном}}$ до собственных нужд, холостого хода, 0 % $N_{\text{ном}}$ и до 0 % $N_{\text{ном}}$ с набором мощности до 70 % $N_{\text{ном}}$ за 30 с показали следующее:

- давление пара в ПНД-1, 2 падает от номинального значения до давления в конденсаторе (рис. 2). В дальнейшем в виду поступления пара из парогенератора через БРУ-К в конденсатор давление пара увеличивается. При этом происходит уменьшение величины локального недогрева конденсата до температуры, соответствующей уменьшенному давлению во всасывающем трубопроводе КЭН-2;

- температура в паровом пространстве ПНД-1-1 и ПНД-1-2 снижается с 63 до 38 °С (рис. 3);

- температура основного конденсата после ПНД-2 снижается с 86 до 40 °С (рис. 3);

- температура конденсата греющего пара за ПНД-3 снижается с момента сброса нагрузки с 106 до 80 °С (рис. 3);

- при сбросе нагрузки со 100 % $N_{\text{ном}}$ до 0 % $N_{\text{ном}}$ произошел срыв насосов, вызванный потерей уровня в ПНД-2, вследствие неправильного подключения конденсационного бачка датчиков уровня в ПНД-1, а также пропуска воды при закрытом регулирующем клапане на напоре КЭН-2.

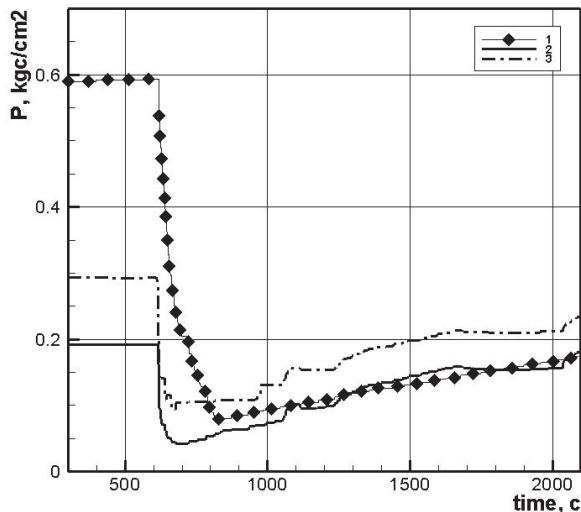


Рис. 2 – Мгновенный сброс нагрузки с 1000 МВт до нуля с поддержанием режима в течение 9 мин. Давление: 1 – пара в ПНД-2; 2 – пара в ПНД-1-1; 3 – пара в ПНД-1-2

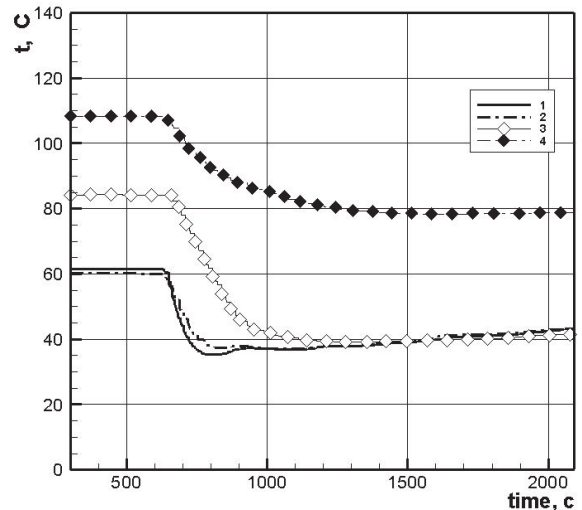


Рис. 3 – Мгновенный сброс нагрузки с 1000 МВт до нуля с поддержанием режима в течение 9 мин. температура: 1 – основного конденсата ПНД-1-1; 2 – основного конденсата ПНД-1-2; 3 – основного конденсата за ПНД-2; 4 – конденсата греющего пара за ПНД-3

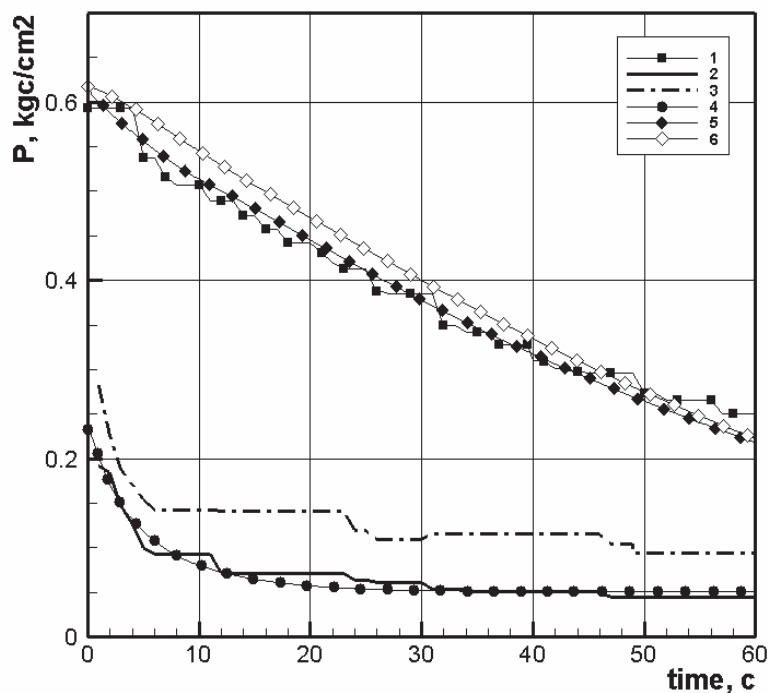


Рис. 4 – Мгновенный сброс нагрузки с 1000 МВт до нуля с поддержанием режима в течение 9 мин. Давление: 1 – опытное в ПНД-2; 2 – опытное в ПНД-1-1; 3 – опытное в ПНД-1-2; 4 – расчетное в ПНД-1; 5 – расчетное в ПНД-2, паровой отсек; 6 – расчетное в ПНД-2, водяной отсек

Имеется удовлетворительное совпадение расчетных и опытных данных для графиков падения давления в ПНД-1 и ПНД-2 (рис. 4).

Расчетом показано, что при уровне воды в ПНД-2 ниже номинального значения на 100 мм возможен кавитационный срыв КЭН-2 в режиме сброса нагрузки, и, следовательно, требуется четкое поддержание уровня в ПНД-2 при работающем блоке.

Расчетные исследования системы смешивающих ПНД-1, 2 совместно с КЭН-2 в

статических и динамических режимах позволили разработать технические решения по обеспечению устойчивой работы оборудования. Ряд рекомендаций не был реализован в проекте поскольку предложенные решения были рекомендованы после монтажа оборудования.

Выводы

1) Многолетний опыт разработки, исследований и промышленной эксплуатации смешивающих ПНД подтвердили их бесспорные преимущества в сравнении с поверхностными аппаратами.

Однако необходимо достаточно полное решение проблемы обратного потока пара в турбину и опасности заброса воды в её проточную часть. Физическое отделение массы воды от парового пространства с полупропускным устройством, а также наличие аварийного перелива исключает попадание воды в турбину, замедляет поступление пара в проточную часть, снижает заброс оборотов ротора и уменьшает скорость падения давления в подогревателе. Это позволяет исключить кавитационный срыв насосов. Кроме того, рекомендуется установка обратного парового клапана, как средства снижающего обратный поток пара до безопасной величины в случае аварийной ситуации.

2) Разработана методика расчета системы смешивающих ПНД, включенных по гравитационной схеме, совместно с КЭН-2. Сопоставление результатов расчета с опытными данными, полученными при испытаниях на энергоблоке № 4 Калининской АЭС, показало их достаточно хорошее совпадение.

3) Анализ результатов испытаний показал, что в статических и динамических режимах работы энергоблока смешивающие ПНД обеспечивают проектные теплогидравлические характеристики.

4) Испытания подтвердили устойчивость отвода основного конденсата из ПНД-1 в ПНД-2 и к КЭН-2, а также отвода конденсата греющего пара ПНД-3 в ПНД-2 в статических и динамических режимах работы турбоустановки при проектном уровне воды в ПНД-2.

Список литературы: 1. Ермолов, В. Ф. Смешивающие подогреватели паровых турбин [Текст] / В. Ф. Ермолов, В. А. Пермяков, Г. И. Ефимочкин, В.Л. Вербицкий. – М.: Энергоиздат, 1982. – 208 с. 2. Ефимочкин, Г. И. Бездеаэрационные схемы паротурбинных установок [Текст] / Г. И. Ефимочкин. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 232 с. 3. Кириллов, П. Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) [Текст] / П. Л. Кириллов, Ю. С. Юрьев, В. П. Бобков. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 360 с. 4. Сурис, П. Л. Предохранительные и обратные клапаны паротурбинных установок [Текст] / П. Л. Сурис. – М.: Энергоиздат, 1982. – 192 с. 5. Трифонов, Н.Н. Модернизация схемно-компоновочных решений конденсатно-питательного тракта и его оборудования турбоустановок ТЭС и АЭС [Текст] / Н. Н. Трифонов, Е. В. Коваленко, И. В. Игнатъев, Ю. В. Шалкевич // Теплоэнергетика. – 2006. – № 2. – С. 31–33.

Bibliography (transliterated): 1. Ermolov, V. F., et al. *Smeshivajushhie podogrevateli parovyh turbin*. Moscow: Jenergoizdat, 1982. Print. 2. Efimochkin, G.I. *Bezdeajeratornye shemy paroturbinnyh ustanovok*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1989. Print. 3. Kirillov, P. L., Ju. S. Jur'ev and V. P. Bobkov. *Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam (jadernye reaktory, teploobmenniki, parogeneratory)*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1990. Print. 4. Suris, P. L. *Predohranitel'nye i obratnye klapani paroturbinnyh ustanovok*. Moscow: Jenergoizdat, 1982. Print. 5. Trifonov, N. N., et al. "Modernizacija shemno-komponovochnyh reshenij kondensatno-pitatel'nogo trakta i ego oborudovanija turboustanovok TJeS i AJeS." *Teplojenergetika* 2 (2006): 31–33. Print.

Поступила (received) 17.02.2014

УДК 621.822

В. В. РУХЛИНСКИЙ, д-р техн. наук, проф.; проф. БГТУ, Белгород, Россия;
В. П. КОЖЕВНИКОВ, д-р техн. наук, проф.; проф. БГТУ, Белгород, Россия;
О. М. БОРИСЕНКО, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ТУРБОМАШИН НА ВОДЯНОЙ СМАЗОЧНОЙ ЖИДКОСТИ

Предложено в качестве альтернативной смазочной жидкости в опорах скольжения турбин ТЭС и АЭС использовать воду. Проведены экспериментально-теоретические исследования радиальных подшипников при смазывании их водосодержащей жидкостью. Численные исследования выполнены на базе трехмерного неизоэнтальпического течения смазочной жидкости в зазоре радиального подшипника с учетом теплообмена между смазочным слоем и ограничивающими его элементами подшипника. Малая вязкость воды обуславливает турбулентный режим течения, что было учтено при помощи модели Рейхардта.

Ключевые слова: подшипник, турбина, смазка, вода, масло, электростанция, работа, режим, исследования, экономия, эксперимент, теория, течение.

Введение

Влияние турбинных подшипников скольжения на надежность и экономичность паровых и газовых турбин разнообразно. Прежде всего, они являются наиболее ответственными узлами определяющими уровень надежности турбоагрегатов. Интенсивность теплообмена в подшипниках оказывает значительное влияние на термонапряженное состояние роторов и корпусных элементов турбомашин. Степень возгораемости и токсичности смазочных материалов определяет пожаробезопасность энергоблоков. Использование минеральных масел на атомных электростанциях исключено в связи с образованием токсичных газов невропаралитического воздействия при их соприкосновении с радиоактивным излучением. Снижение потерь трения и стоимости смазочных материалов позволяет повысить коэффициент полезного действия турбоагрегатов. В работе на основе разработанных авторами методов математического моделирования выполнены теоретические исследования возможности использования ингибированного водяного конденсата в качестве смазочного материала подшипников. Результаты исследований, доступность и низкая стоимость водяного конденсата показали перспективы его использования одновременно в системах смазки и регулирования турбин.

Цель исследования и постановка задачи

Проблемы обеспечения надежности, высокой работоспособности и экономичности опор трения турбомашин относятся к числу приоритетных направлений научных исследований и находятся в поле зрения отечественных [1–4] и зарубежных [6–10] ученых. Разработанные методы математического моделирования и созданные программы их реализации нашли практическое применение при проектировании современных турбин отечественного производства.

Научно-теоретические исследования в работе выполнены на основании неявных конечно-разностных методов аппроксимации дифференциальных уравнений и граничных условий описывающих математическую модель исследуемых процессов. Сложные задачи сопряженного теплообмена в подшипниках скольжения турбомашин

© В.В. Рухлинский, В.П. Кожевников, О.М. Борисенко, 2014

решались методом установления. Температурные поля определялись в смазочном слое и телах его ограничивающих – вращающийся вал и тело подшипника.

Результаты исследования

В ходе исследований были проведены расчеты нескольких типоразмеров турбинных подшипников в диапазоне диаметров от 0,1 до 0,8 м для которых рассчитывались такие определяющие работу подшипников параметры как расход смазочной жидкости, потери мощности, минимальная толщина смазочного слоя и максимальная температура рабочей поверхности в широком диапазоне режимных и геометрических параметров.

Результаты расчетов для подшипника диаметром 420 мм, работающего на масляной смазке и на воде, представлены в табл. 1.

Таблица 1
Результаты расчетов для подшипника диаметром 420 мм, работающего на масляной смазке и на воде

<i>n</i> , об/мин	Смазка	<i>P</i> , кН	<i>e</i>	<i>N</i> , кВт	<i>G</i> , кг/с	<i>T</i> , °С	<i>H</i> , мкм
1000	Вода	198,2	0,927	6,25	0,78	43,2	14,5
	Масло	197,8	0,769	18,9	1,20	66,2	92,4
1500	Вода	198,3	0,878	13,1	1,16	44,2	24,4
	Масло	197,9	0,706	37,3	1,69	72,6	117
2000	Вода	198,1	0,839	22,2	1,51	45,9	32,2
	Масло	197,9	0,660	60,6	2,13	78,3	136
2500	Вода	198,3	0,799	32,6	1,82	47,2	40
	Масло	197,9	0,624	88,9	2,57	82,9	150
3000	Вода	198,2	0,767	44,5	2,10	48,6	47
	Масло	197,9	0,593	121,6	2,93	87,7	163

В таблице приняты следующие обозначения: *n* – частота вращения вала; *P* – нагрузка на подшипник; *e* – эксцентриситет; *N* – мощность трения; *G* – расход смазочной жидкости; *T* – максимальная температура подшипника; *H* – минимальная толщина смазочного слоя.

Следует отметить, что если для подшипников, работающих на нефтяном масле, лимитирующими факторами выступают в равной мере максимальная температура рабочей поверхности и минимальная толщина смазочного слоя, то при смазывании водой, таким фактором является, прежде всего, минимальная толщина смазочного слоя, поскольку температурный уровень на всех исследованных режимах оказывается достаточно низким.

Было установлено также, что оптимальные значения зазоров при смазывании водой существенно ниже (примерно в два раза) чем в подшипниках, работающих на масле.

В целом значения всех рассмотренных характеристик подшипника на турбинном масле значительно выше, чем работающего на воде, причем к положительным факторам нефтяного масла по сравнению с водой можно отнести лишь более высокую толщину смазочного слоя. Однако и для водяной смазки значения минимальной толщины остаются приемлемыми. В тоже время выигрыш в потерях мощности при переходе на воду составляет для подшипника диаметром 420 мм 75–80 кВт, в расходе смазочной жидкости 0,8 кг/с, а максимальная температура рабочей поверхности снижается на (30–40) °С.

Приведенные величины соответствуют номинальному режиму работы. Выявлено, что при низких скоростях вращения вязкостных свойств воды недостаточно для нормальной работы подшипника. В связи с этим были выполнены расчеты для определения работоспособности подшипников в режиме пуска-останова турбины с использованием системы гидростатического подъема ротора. Результаты расчетов показали возможность надежной работы подшипников и в этих режимах. Экспериментальные исследования проведены на натуральном стенде НПО «Турбоатом» совместно со специалистами завода [4, 5]. Испытаны втулочный и сегментный подшипники диаметром 420 мм как в номинальном режиме, так и в режиме гидростатического подъема ротора. В ходе испытаний наряду с температурой и давлением измерялась толщина несущего смазочного слоя как параметра, в наибольшей мере определяющего работоспособность подшипников скольжения на маловязкой водяной смазке. Результаты экспериментальных исследований втулочного радиального подшипника показаны на рис. 1, 2.

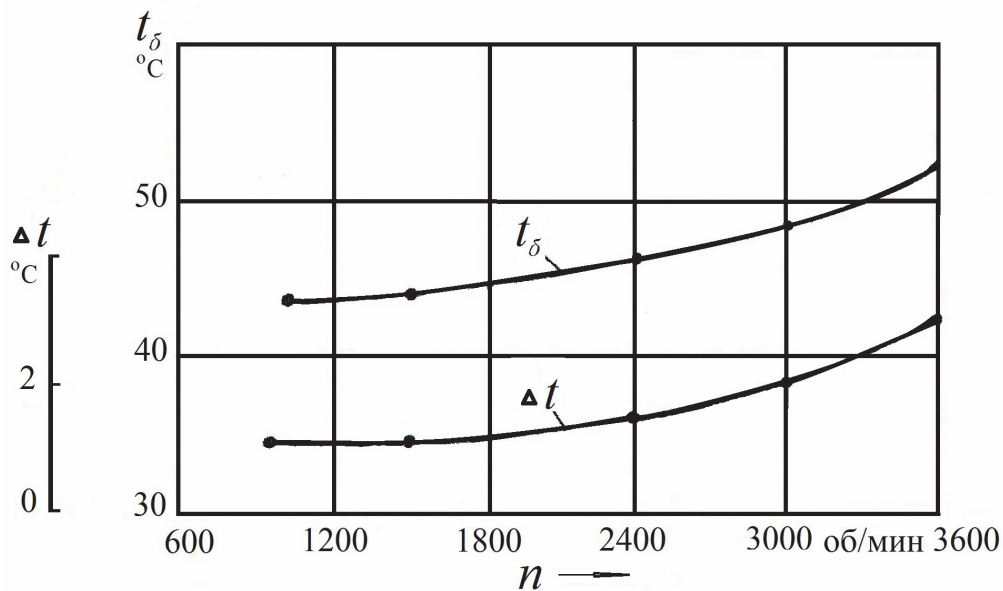


Рис. 1 – Зависимость нагрева смазочной жидкости (Δt) и температуры подшипника (t_{δ}) от частоты вращения (n)

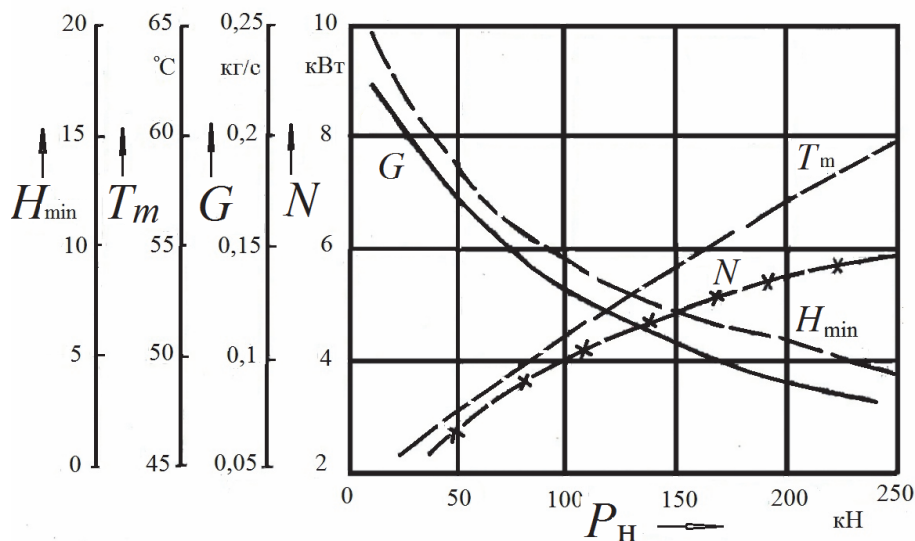


Рис. 2 – Влияние осевой нагрузки P_H на рабочие характеристики подшипника

Современная энергетическая политика направлена на развитие газо- и паровых турбинных ТЭЦ малой мощности максимально приближенных к потребителям тепловой и электрической энергии. Относительно невысокие удельные нагрузки на опоры скольжения при сравнительно высоких окружных скоростях вращения шеек валов создают благоприятные условия для замены минеральных масел на ингибированный конденсат. В связи с этим теоретический анализ возможности использования воды в качестве смазочного материала в подшипниках турбин малой мощности на режимах номинальной работы, пуска и останова приобретает несомненный практический интерес. В данной работе для расчетных исследований при выборе исходных данных использованы геометрические и режимные параметры работы малогабаритных подшипников одного из турбоагрегатов малой мощности Губкинской ТЭЦ в Белгородской области.

Паровая турбина двухцилиндровая состоит из цилиндра высокого давления (ЦВД) и цилиндра низкого давления (ЦНД). Подшипники ЦВД и ЦНД имеют различные геометрические размеры и статические нагрузки. В расчетах приняты следующие исходные данные:

- частота вращения ротора, n 3000 об/мин;
- масса ротора ЦВД..... 4800 кг;
- диаметры подшипников ЦВД, d 0,2/0,18 м;
- ширина рабочей поверхности подшипников ЦВД, L 0,16 м;
- масса ротора ЦНД 7000 кг;
- диаметр подшипников ЦНД, d 0,2/0,18 м;
- ширина рабочей поверхности подшипников ЦНД, L 0,16/0,15 м;
- масса ротора генератора 9000 кг;
- диаметр подшипников электрогенератора (Э.Г.) d 0,2 м;
- ширина подшипников Э.Г., L 0,25 м.

Нагрузки на подшипники считались равномерно распределенными для каждого рассчитываемого элемента и равными половине массы соответствующего ротора. Кроме того, расчетный диаметр принимался равным меньшему диаметру шейки ротора.

Анализ работоспособности подшипников на водяном конденсате осуществляется в два этапа, которые охватывали все режимы от пуска до номинальной работы. На первом этапе в основе решения термогидродинамической задачи турбулентного течения смазочной жидкости по методике, описанной в [1] определялись расчетные характеристики подшипников на номинальном режиме. При заданных значениях средних радиальных зазоров и описанных выше режимных и геометрических параметрах определялись: расход воды G ; потери мощности на трение N ; максимальная температура поверхности трения T ; минимальная толщина несущего смазочного слоя H . Результаты расчетов приведены в табл. 2.

В соответствии с данными таблицы можно определить суммарный расход конденсата воды на все шесть подшипников турбогенератора, который составляет около 1,6 кг/с. Это позволяет выбрать соответствующий питательный насос, обеспечивающий работу подшипников в обычном режиме.

Важной задачей расчетных исследований является определение границы гидродинамического режима, т.е. предельной скорости после достижения которой необходимо использовать систему гидростатического подъема. Малые диаметры рабочих поверхностей подшипников уменьшают диапазон частот, на которых возможна их работа на воде при допустимых минимальных толщинах несущих пленок

не менее 50 мкм. При этом расчетная частота вращения ротора не должна опускаться ниже 2480 об/мин. На наиболее низких частотах останов и пуск должны осуществляться на гидростатическом подъеме.

Следующим этапом выполнен расчет параметров гидроподъема. Опыт предыдущих исследований показывает, что надежная работа подшипников на водяном конденсате на малых частотах вращения может быть обеспечена лишь с применением гидростатического подъема ротора. Поскольку в режиме гидроподъема температурные эффекты невелики, в особенности при смазывании водой в данной работе использована изотермическая модель течения смазочной жидкости, что позволяет значительно сократить время счета, что особенно важно для расчета гидростатического подшипника, в расчетах которого приходится определять характеристики системы гидроподъема.

Таблица 2
Расчетные характеристики радиальных подшипников турбогенератора № 3 Губкинской ТЭЦ

Наименование подшипника	δ_R , мм	N , кВт	G , кг/с	T_{max} , °C	H_{min} , мкм	P_n , кН
ЦВД	0,10	19,9	0,19	52,9	69,0	24
	0,15	15,5	0,38	53,0	78,8	24
	0,20	14,0	0,59	52,9	78,4	24
	0,25	13,2	0,79	53,0	75,0	24
	0,30	12,8	0,99	53,0	69,0	24
ЦНД	0,10	20,5	0,17	53,1	67,0	35
	0,12	20,4	0,29	53,7	78,1	35
	0,13	20,0	0,37	53,9	77,2	35
	0,15	19,1	0,56	54,1	74,4	35
	0,17	18,7	0,77	54,5	67,1	35
Электрогенератор	0,10	24,1	0,15	54,0	67,1	50
	0,11	23,9	0,17	54,2	68,2	50
	0,12	23,5	0,175	54,0	69,1	50
	0,13	22,8	0,18	53,5	68,1	50
	0,15	22,5	0,19	53,0	67,2	50

Решение задачи осуществлялось конечно-разностным способом с использованием метода установления. В ходе решения уравнения Рейнольдса определялось распределение давлений в межкамерном пространстве смазочного слоя. Давление в камерах гидроподъема считались постоянными и использовались в качестве граничных условий. Значения давлений в камерах гидроподъема определялись из уравнения балансов расходов для соответствующей камеры в зависимости от режима работы подшипника.

По полученному распределению давлений определялись поля скоростей, а затем расходы смазочной жидкости по контуру каждой камеры гидроподъема. Процесс имеет итерационный характер. Итерации продолжаются до тех пор, пока не будет достигнута с заданной точностью сходимости несущей способности подшипника и давлений в камерах гидроподъема при выполнении условия равновесия вала.

Выполненные расчеты показывают, что при выборе геометрических размеров и мест расположения камер гидростатического подъема необходимо исходить из условия минимального влияния камер на режиме их отключения и работы подшипников на

номинальных оборотах. При этом следует обеспечить абсолютную плотность закрытия обратных клапанов с целью недопущения снижения гидродинамического давления в зоне расположения камер. Опыт эксплуатации подшипников с камерами гидроподъема на турбинах Харьковского НПО «Турбоатом» показывает, что при выполнении этого условия поле давлений и соответственно несущая способность подшипников остаются такими же, как в подшипниках без камер гидростатического подъема.

Для обеспечения надежной работы подшипников на малых частотах вращения играет правильный выбор системы гидроподъема и, прежде всего, количества, размещения и размеров камер гидроподъема, а также необходимых уравнений давлений и расходов. Результаты расчетов в режиме гидроподъема приведены для выбранных значений радиальных зазоров, полученных в результате исследований подшипников на номинальном режиме.

Для всех рассчитываемых подшипников выбран 4-х камерный вариант симметрично расположенных камер (рис. 3).

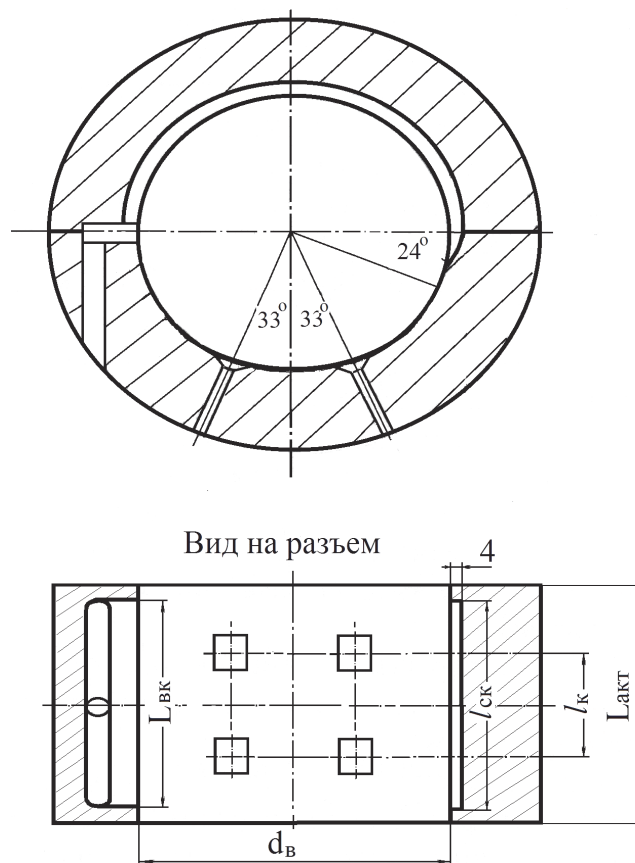


Рис. 3 – Геометрия подшипника

Радиальный зазор, исходя из выполненных гидродинамических расчетов (табл. 2) принят равным 0,15 мм. Расточка эллиптическая. Толщина прокладки в разъеме при расточке принята равной 0,07 мм. Таким образом, вертикальный диаметральный зазор должен составлять 0,18–0,23 мм при фиксированном горизонтальном зазоре 0,25–0,3 мм.

Возможны два варианта решения проблемы выбора параметров системы гидроподъема:

1) При постоянно заданном давлении отрыва в системе гидроподъема и различной геометрии камер гидроподъема.

2) При одинаковых размерах камер гидроподъема и регулируемом для каждого подшипника давлением или выбором соответствующих диаметров отверстий жиклеров, устанавливаемых на каждую камеру.

Предпочтителен первый вариант, поскольку он обеспечивает возможность применения одного насоса высокого давления или подключения системы к линии питательного насоса.

Выбор геометрических параметров камер гидростатического подъема основан на необходимости обеспечить подъемную силу равную половине массы ротора в статическом состоянии.

Поскольку наиболее нагруженными являются подшипники ЦНД турбины, то давление в системе гидроподъема выбирается с учетом усилий необходимых для отрыва вала и минимального воздействия камер гидроподъема на работоспособность узлов трения. На основании этих требований проведены расчеты, которые показали, что для подшипников ЦНД оптимальным является давление на уровне 2,0 МПа и размером камер 30×30 мм.

Удельные давления на подшипники ЦВД и генератора существенно ниже, поэтому выбор одинаковых геометрических размеров камер гидростатического подъема и единого давления в системе гидроподъема приведет к некоторому увеличению расхода и к увеличению минимальных толщин несущих пленок. Суммарный расход конденсата в системе гидроподъема при выбранных параметрах составляет 0,09 кг/с. Для снижения расхода конденсата на подшипники ЦНД и электрогенератора можно установить дозирующие жиклеры, но это приведет к усложнению и удорожанию системы гидроподъема. Расчетные значения остальных геометрических размеров подшипников согласно рис. 3 приведены в табл. 3.

Таблица 3

Расчетные значения геометрических размеров подшипников

Параметры	ЦВД	ЦНД	Э.Г.
d_B , м	0,20	0,20	0,20
$L_{акт}$, м	0,16	0,16	0,25
l_K , м	0,10	0,10	0,18
$l_{СК}$, м	0,12	0,12	0,20
L_{BK} , м	0,12	0,12	0,16

Выводы

1) Разработана математическая модель течения смазочной жидкости и теплообмена в радиальных подшипниках скольжения паровых и газовых турбин. Решение исходных дифференциальных уравнений осуществлялось в конечных разностях методом установления с использованием неявных абсолютно сходящихся схем аппроксимации, усовершенствованных авторами. Выполнен сравнительный анализ работы подшипников на турбинном масле и воде. Описаны мероприятия по обеспечению надежной и безопасной работы подшипников в гидростатическом и гидродинамическом режимах.

2) Выполненные расчеты показали практическую возможность использования водяного конденсата в качестве смазочного материала в подшипниках скольжения

паровых турбин большой и малой мощности. Перевод систем смазки турбин с нефтяных масел на воду позволяет повысить экономическую эффективность, пожаробезопасность и экологическую чистоту тепловых и атомных электростанций.

Список литературы: 1. Рухлинский, В. В. Решение стационарной задачи теплообмена и течения смазки в радиальном подшипнике скольжения с самоустанавливающимися сегментами [Текст] / В. В. Рухлинский, Л. А. Гура, О. М. Борисенко // Инж. Физ. журн. – Минск, 1982. – Т. XLIII, № 3. – С. 475–483. 2. Рухлинский, В. В. Экспериментально-теоретические исследования радиальных подшипников скольжения турбомашин на водяной смазке [Текст] / В. В. Рухлинский, А. В. Ермоленко, И. Д. Усачев, Л. И. Тютюник // Труды Российской научно-технической конференции по повышению надежности и маневренности оборудования атомных и тепловых электростанций. – С-Петербург, 1994. – С. 1–2. 3. Рухлинский, В. В. Экспериментальные исследования теплоотдачи в охлажденном радиальном подшипнике газовой турбины GTN-25 [Текст] / В. В. Рухлинский, И. Д. Усачев, А. В. Ермоленко // Теплоэнергетика. – М., 1983. – № 4. – С. 64–66. 4. Максимов, В. А. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин [Текст] / В. А. Максимов, Г. С. Баткис. – Казань: Фен, 1998. – 430 с. 5. Рухлинский, В. В. Численные исследования работоспособности радиальных подшипников скольжения на водяном конденсате [Текст] / В. В. Рухлинский, В. П. Кожевников, Е. П. Сорокин // Вестник ВГТУ. – Воронеж: ВГТУ, 2012. – Т. 8, № 5. – С. 84–87. 6. Habner, K. N. Application of finite element methods to thermo-hydrodynamic lubrications [Text] / K. N. Habner // Int. J. Number Meth, Eng. – 1974. – V. 8, № 1. – P. 139-165. 7. Habner, K. N. A three-dimensional thermo-hydrodynamic analysis of sector thrust bearings [Text] / K. N. Habner // ASME. Trans. – 1974. – V. 17, № 1. – P. 62–73. 8. Robinson, C. L. Studies in hydrodynamic thrust bearing. 1. Theory considering thermal and elastic distortions; 2. Comparison of interferometry; 3. The parallel surface bearing [Text] / C. L. Robinson, A. Cameron // Phil. Trans. Roy. Soc. – London, 1975. – A 278, № 1283. – P. 351–395. 9. Tieu, A. K. A numerical solution of finite width thrust bearings taking into account viscosity variation with temperature and pressure [Text] / A. K. Tieu // J. Mech. Eng. Eci. – 1975. – V. 17, № 1. – P. 311–320. 10. Varga, Z. Kippsegment-Radiallager 900 mm für Dampfturbogruppen: Eigenschaften und Erprobung [Text] / Z. Varga // Brown Boveri Mitteilungen. – 1977. – Bd. 69, № 6. – P. 309–320.

Bibliography (transliterated): 1. Ruhlinskij, V. V., L. A. Gura and O. M. Borisenko. "Reshenie stacionarnoj zadachi teploobmena i techenija smazki v radial'nom podshipnike skol'zhenija s samoustanavlivajushhimisja segmentami." *Inzh. Fiz. zhurn.* Vol. XLIII.3. Minsk, 1982. 475–483. Print. 2. Ruhlinskij, V. V., et al. "Jeksperimental'no-teoreticheskie issledovanija radial'nyh podshipnikov skol'zhenija turbomashin na vodjanoj smazke." *Trudy Rossijskoj nauchno-tehnicheskoi konferencii po povysheniju nadezhnosti i manevrennosti oborudovanija atomnyh i teplovyh jelektrostantsij.* St. Petersburg, 1994. 1–2. Print. 3. Ruhlinskij, V. V., I. D. Usachev and A. V. Ermolenko. "Jeksperimental'nye issledovanija teplootdachi v ohlazhdennom radial'nom podshipnike gazovoi turbiny GTN-25." *Teplojenergetika* 4 (1983): 64–66. Print. 4. Maksimov, V. A., and G. S. Batkis. *Tribologija podshipnikov i uplotnenij zhidkostnogo trenija vysokoskorostnyh turbomashin.* Kazan: Fen, 1998. Print. 5. Ruhlinskij, V. V., V. P. Kozhevnikov and E. P. Sorokin. "Chislennye issledovanija rabotosposobnosti radial'nyh podshipnikov skol'zhenija na vodjanom kondensate." *Vestnik VGTU.* Vol. 8.5 Voronezh: VGTU, 2012. 84–87. Print. 6. Habner, K. N. "Application of finite element methods to thermo-hydrodynamic lubrications." *Int. J. Number Meth, Eng.* 8.1 (1974): 139–165. Print. 7. Habner, K. N. "A three-dimensional thermo-hydrodynamic analysis of sector thrust bearings." *ASME. Trans.* 17.1 (1974): 62–73. Print. 8. Robinson, C. L., and A. Cameron. "Studies in hydrodynamic thrust bearing. 1. Theory considering thermal and elastic distortions; 2. Comparison of interferometry; 3. The parallel surface bearing." *Phil. Trans. Roy. Soc.* A 278, No. 1283. London, 1975. 351–395. Print. 9. Tieu, A. K. "A numerical solution of finite width thrust bearings taking into account viscosity variation with temperature and pressure." *J. Mech. Eng. Eci.* 17.1 (1975): 311–320. Print. 10. Varga, Z. "Kippsegment-Radiallager 900 mm für Dampfturbogruppen: Eigenschaften und Erprobung." *Brown Boveri Mitteilungen.* Bd. 69, No. 6. 1977. 309–320. Print.

Поступила (received) 15.02.2014.

УДК 519.87

А. В. ЕФИМОВ, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. НТУ «ХПИ»;

Т. В. ПОТАНИНА, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»

ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРИОДИЧНОСТИ РЕМОНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ ЭНЕРГООБЪЕКТОВ С УЧЕТОМ ФАКТОРА СТАРЕНИЯ

В исследовании представлен метод принятия решений о выборе стратегии технического обслуживания и ремонта оборудования энергоблоков электростанций. Описаны общие процедуры оценки и управления техногенным риском, включающие декомпозицию сложной технической системы, ранжирование оборудования по уровню риска-значимости (оценка риска, оценка последствий отказов), выводы о безопасности системы, методы управления риском. Рассмотрена математическая модель оптимизации продолжительности межремонтных периодов с учетом риска и фактора старения оборудования. Классификация состояния оборудования, включая «промежуточные», осуществлена с помощью модели Kijima и Sumita.

Ключевые слова: энергетическое оборудование, эксплуатация, межремонтный период, восстановление, риск, старение.

Введение

Опыт эксплуатации мощных энергетических комплексов в международной практике доказывает, что существует возможность эксплуатации энергоблоков на протяжении длительного времени после регламентированного проектом срока эксплуатации за счет планирования организационно-технических мероприятий, направленных на сохранение целостности энергоблока, как объекта и его функциональных свойств. В основе таких организационно-технических мероприятий лежит переход на техническое обслуживание и ремонт по фактическому состоянию оборудования. Разработка, экономическое обоснование и внедрение такого подхода позволит оптимально продолжить возможный срок эксплуатации энергоблоков ТЭС и АЭС. Предупреждение возможных существенных повреждений и отказов важного для безопасности оборудования систем при эксплуатации энергоблоков в режимах, близких к номинальному, обеспечивают системы оперативной диагностики, позволяющие объективно оценить техническое состояние оборудования, качество ремонтов и результаты модернизации [1–3].

Критерий, по которому проводится планирование продолжительности межремонтных периодов, а также и самих ремонтных работ – экономические показатели в виде суммарных затрат (убытков) электростанции $K_{п.р}$, связанных с ремонтами энергоблоков. В работах [4–5] суммарные затраты предлагается вычислять, как

$$K_{п.р} = K_э + K_п + K_м + K_р, \quad (1)$$

где $K_э$ – затраты (убытки), обусловленные недовыработкой электроэнергии из-за простоя энергоблоков во время ремонтов и зависящие от целого ряда технико-экономических факторов (уровня энергопотребления в энергосистеме во время ремонтов, возможных штрафных санкций за превышение сроков ремонтов и пр.); $K_п$ – затраты на подготовительные работы, предшествующие ремонту; $K_м$ – затраты на ремонтные материалы и запасные части; $K_р$ – затраты на непосредственное проведение ремонтных работ. Продолжительность межремонтного периода вычисляется из условия достижения минимума суммарных затрат $K_{п.р}$.

© А.В. Ефимов, Т.В. Потанина, 2014

Цель исследования, постановка задачи

Определение регламентного обслуживания оборудования и систем энергоблоков, исходя из проектного анализа среднестатистических данных о времени их наработки на отказ, нельзя считать оптимальным решением рассматриваемой проблемы. Немногочисленная серийность таких объектов энергетики (особенно энергоблоков АЭС), специфика условий эксплуатации даже однотипных элементов отдельных энергоблоков обуславливают достаточное рассеяние значений при оценке темпов наработки на отказ и остаточного ресурса.

В этой связи при анализе экономической эффективности проведения плановых ремонтных работ в условиях подобной неопределенности возникает проблема оценки риска. При этом необходимо иметь в виду, что в случае игнорирования уровня техногенного риска количество ошибок при принятии решения о стратегии плановых ремонтных работ возрастает [6–9].

Риск-ориентированный подход при решении задачи оптимизации продолжительности ремонтных и профилактических работ и диапазонов между ними представляет собой, по сути, определение и мониторинг уровня риска, принятого для безопасной эксплуатации энергоблоков электростанций.

Процедуры управления техногенным риском

Рассмотрим общую схему управления техногенным риском, связанным с эксплуатацией энергетического оборудования [10].

Первый шаг определяет декомпозицию сложной технической системы, которой является энергоблок электростанции (рис. 1).

Процедура декомпозиции учитывает структурные и функциональные связи между отдельными элементами системы. Методы перехода к стратегии ремонта оборудования в зависимости от технического состояния и оценки риска отказа базируются на подходе обеспечения гарантии качества, включающего применение отдельных стратегий ремонтов и технического обслуживания оборудования в зависимости от влияния последнего на безопасность эксплуатации [8]. Такой подход предполагает применение как количественных результатов анализа безопасности (вероятностный анализ безопасности для энергоблоков АЭС) [11], так и классификацию оборудования на качественном уровне – осуществляется учет всех факторов, определяющих значимость оборудования с точки зрения риска (безопасности). Примером такой классификации оборудования может быть его ранжирование в соответствии с влиянием оборудования на безопасность эксплуатации и уровнем риска, связанным с его применением в системе: оборудование, связанное с безопасностью и имеющее высокий уровень риско-значимости; оборудование, связанное с безопасностью и имеющее низкий уровень риско-значимости; оборудование, несвязанное с безопасностью и имеющее высокий уровень риско-значимости; оборудование, несвязанное с безопасностью и имеющее низкий уровень риско-значимости. Для каждой названной категории определяются требования по периодичности и объему обслуживания. Это ранжирование происходит на последующих двух шагах процедур. Оценка риска – определение сценариев опасности, всех потенциальных событий, которые приведут к повреждению элементов и подсистем данной системы. Вероятность этих событий может быть своевременно определена и, тем самым, вычисляется техногенный риск отдельных элементов, а потом и всей системы. Следующая процедура – оценка выраженных в денежных единицах последствий отказов отдельных элементов.

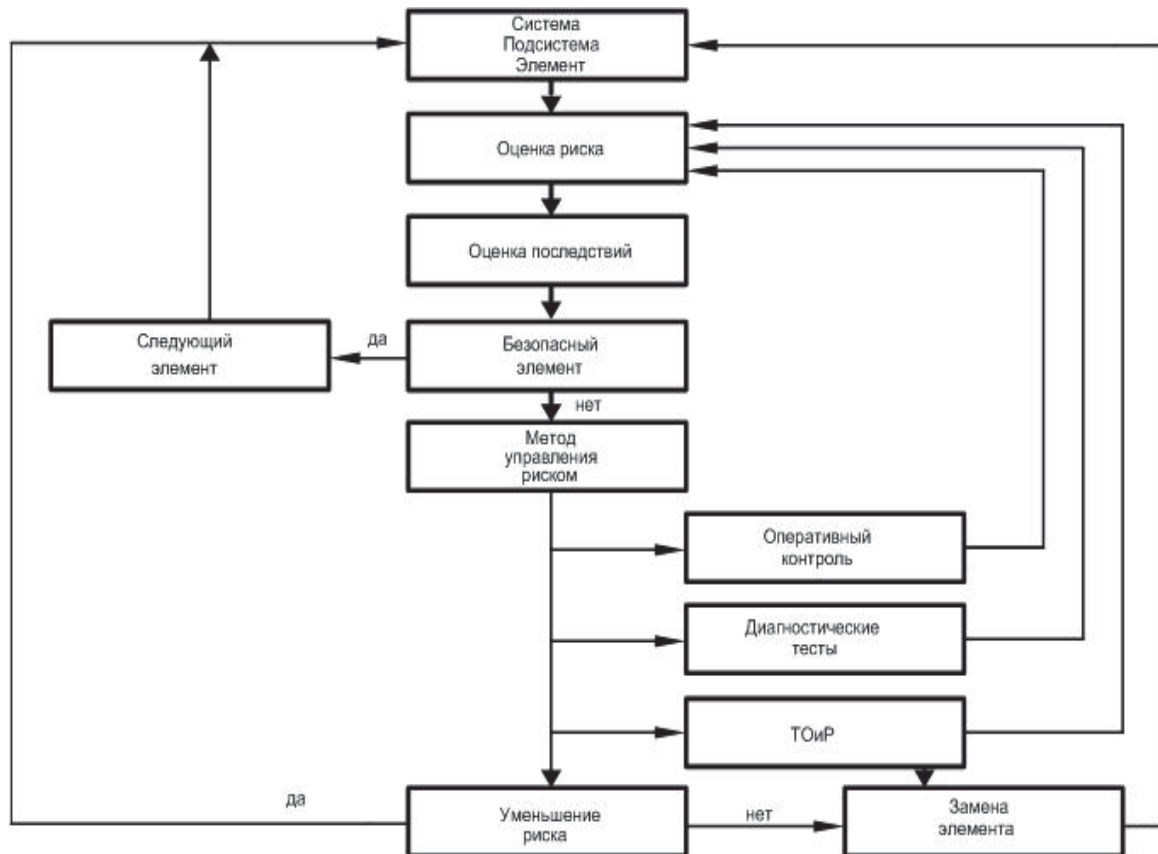


Рис. 1 – Общие процедуры оценивания риска и управления риском

Сравнение вычисленного риска с допустимым уровнем позволяет сделать вывод о безопасности элементов и, в конце концов, всей системы.

Если уровень риска определен как высокий, то такой риск следует идентифицировать и рассмотреть разные варианты уменьшения (снижения) уровня риска. Среди методов управления риском потенциальными являются оперативный контроль, оптимизация диагностических процедур либо выбор диапазона и периода проведения технического обслуживания и ремонта (ТОиР).

Модель оптимизации продолжительности межремонтных периодов и ремонтных работ с учетом риска и процессов старения оборудования

В теории принятия решений риск – плата за принятие решения, не являющегося оптимальным, и он выражается, обычно, как математическое ожидание [3]

$$R = \sum_{i=1}^n p_i C_i, \quad (2)$$

где p_i – вероятность наступления события i ; C_i – последствия наступления события i ; n – количество событий, опасных для функционирования данного объекта.

Последствия аварий или повреждений чаще всего выражаются в денежных единицах, потому и риск в (2) также будет иметь такое измерение. Поэтому выражение (1) следует дополнить еще одной составляющей

$$K_{\Sigma} = K_{п.р} + R, \quad (3)$$

где $R = \sum_j R_j$ – суммарный риск.

Можно это выражение рассматривать в относительных единицах. Тогда

$$\overline{K}_{\Sigma} = \frac{K_{п.р} + R}{t} = \overline{K}_{п.р} + \overline{R}, \quad (4)$$

где t – время эксплуатации.

Исходя из этого, оптимальное значение продолжительности межремонтного периода соответствует минимуму целевой функции \overline{K}_{Σ} (рис. 2а)

$$\overline{K}_{\Sigma}(t_0) = \overline{K}_{\Sigma \min}. \quad (5)$$

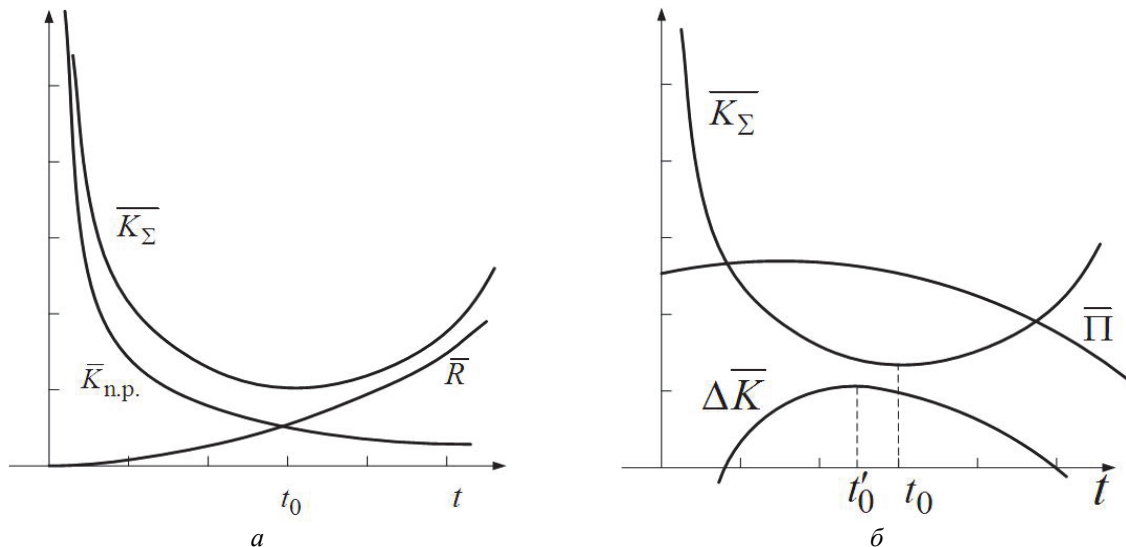


Рис. 2 – Выбор оптимального времени проведения ремонтных и профилактических работ: а – с учетом риска; б – с учетом изменения прибыли

Возможным также является подход, учитывающий прибыль Π от эксплуатации энергоблока. Тогда целевой функцией данной задачи можно считать разность между прибылью и суммарными затратами с учетом риска, то есть:

$$\Delta \overline{K} = \overline{\Pi} - \overline{K}_{\Sigma}; \quad \overline{\Pi} = \Pi/t. \quad (6)$$

Соответствующая задача формулируется как задача оптимизации

$$\Delta \overline{K}(t'_0) = \Delta \overline{K}_{\max}. \quad (7)$$

В случае, когда прибыль от эксплуатации есть величина постоянная, то точки оптимума задач (5) и (7) совпадают. Но, очевидно, что с течением времени в конструкциях, элементах систем и оборудования происходят процессы старения. Таким образом, наступает уменьшение эффективности работы энергетического объекта и $\overline{\Pi}$ убывает со временем. Учет процессов старения влияет на значение оптимальной точки задачи (7) и совпадение, которое было возможно в ситуации постоянной (неизменяющейся) прибыли, уже не наблюдается: $t_0 \neq t'_0$ (рис. 2б).

Цель проведения профилактических работ – восстановление эксплуатационных свойств объекта. Потому можно выделить следующие состояния [12]:

- полное восстановление, которое возвращает полностью исходные свойства объекта, то есть объект можно считать новым;
- минимальное восстановление, которое не изменяет свойств объекта, то есть интенсивность повреждений не изменяется;

– неполное восстановление, в результате которого эксплуатационные свойства объекта улучшаются, но не до такого уровня, который был у нового объекта.

Для систем, в которых осуществляется ремонт отказавших элементов, а не замена их новыми, следует рассматривать ситуацию неполного восстановления элемента. Во многих исследованиях моделируются ситуации либо с восстановлением до состояния «как новое» (полное восстановление), либо с восстановлением до состояния «как было перед отказом» (минимальное восстановление), что является граничными состояниями восстанавливаемой системы [13]. Одной из возможностей избежать таких оценок является модель обобщенного процесса восстановления, предложенная Kijima и Sumita [14] и позволяющая описать промежуточные состояния («лучше, чем было перед отказом, но хуже, чем новое»). Пусть $X_n, n = 1, 2, \dots$ – последовательность случайных наработок системы на отказ. Если виртуальный возраст системы после n -го восстановления $A_n = y$, то время наработки системы на отказ X_{n+1} распределено согласно функции распределения

$$F(X|A_n = y) = \frac{F(X + y) - F(y)}{1 - F(y)}, \quad (8)$$

где $F(X)$ – функция распределения времени до первого отказа для новой системы. Виртуальный возраст системы после n -го восстановления вычисляется по формуле $A_n = A_{n-1} + \alpha X_n$, причем виртуальный возраст новой системы $A_0 = 0$; α – коэффициент восстановления и $\alpha \in [0, 1]$, полному восстановлению соответствует $\alpha = 0$ (обычный процесс восстановления), минимальному восстановлению – $\alpha = 1$ (состояние системы описывается неоднородным пуассоновским процессом). Безусловно эффект восстановления, выраженный коэффициентом α зависит от средств, потраченных на проведение этого восстановления.

Выводы

Представленная модель выбора продолжительности межремонтных периодов эксплуатации энергетического оборудования учитывает экономический эффект и уровень риска, связанного с эксплуатацией данного объекта. При решении задач оптимизации с различным описанием целевой функции, предложенные в данной работе, можно вычислять срок проведения первого и последующих ремонтов оборудования энергоблоков также с учетом эффекта старения.

Список литературы: 1. Кострыкин, В. А. Мониторинг, диагностика, техническое обслуживание и ремонт как этапы реализации управления ресурсом оборудования энергоблоков АЭС [Электронный ресурс] / В. А. Кострыкин, И. Г. Шелепов. – Электрон. дан. (1 файл). – Режим доступа: <http://tyrbin.ru/blog/2008-12-30-67>. – Заглавие с экрана. – 06.07.2012. 2. Оптимизация плановых ремонтов энергоблоков атомных электростанций с ВВЭР [Текст] / под ред. В. И. Скалзубова. – Чернобыль: Ин-т проблем безопасности АЭС, 2008. – 496 с. 3. Малкин, В. С. Надежность технических систем и техногенный риск [Текст] / В. С. Малкин. – Ростов н/Д: Феникс, 2010. – 432 с. 4. Ефимов, А. В. Методы анализа диагностических параметров состояния оборудования энергоблоков ТЭС и АЭС и определение критериев оптимизации продолжительности их плановых ремонтов [Текст] / А. В. Ефимов, Т. В. Потанина, В. Л. Каверцев [и др.] // Энергетика та електрифікація. – 2011. – № 7. – С. 17–21. – ISSN 0424-9879. 5. Яцура, А. И. Система технического обслуживания и ремонта энергетического оборудования [Текст] / А. И. Яцура. – М.: НЦ ЭНАС, 2006. – 504 с. 6. Scott, F. Risk Assessment with Uncertain Numbers [Text] / F. Scott. – Lewis Publishers, 2002. – 214 p. 7. Адаменков, А. К. Применение риск-ориентированного подхода при переходе к стратегии ремонта арматуры АЭС по фактическому состоянию [Текст] / А. К. Адаменков, С. И. Рясный // Вопросы атомной науки и техники. Серия: Обеспечение безопасности АЭС. – Подольск, 2008. – Вып. 23. Реакторные установки с ВВЭР. – С. 85–88. 8. Carazas, F. G. Risk-based decision making method for maintenance policy selection of thermal power plant

equipment [Text] / F. G. Carazas, G. F. M. Souza // *Energy*. – 2010. – No. 35(2). – P. 964–975. – ISSN 0360-5442. **9.** Krishnasamy, L. Development of a risk-based maintenance (RBM) strategy for power-generating plant [Text] / L. Krishnasamy, F. Khan, M. Haddara // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. – 2005. – No. 18. – P. 69–81. **10.** Rusin, A. Election of maintenance range for power machines and equipment in consideration of risk [Text] / A. Rusin, A. Wojaczek // *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. – 2007. – Vol. 3. – P. 40–43. **11.** КНД 95.1.0801.55-2004. Руководящий нормативный документ «Организация технического обслуживания и ремонта систем и оборудования атомных электростанций. Основные положения». – К., 2004. **12.** Rusin, A. Optymalizacja okresow miedzyremontowych maszyn energetycznych z uwzględnieniem ryzyka [Text] / A. Rusin, A. Wojaczek // *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. – 2012. – Vol. 14, No. 1. – P. 72–76. – ISSN 1507-2711. **13.** Kaminskiy, M. P. A Monte Carlo approach to estimation of G-renewal process in warranty data analysis [Text] / M. P. Kaminskiy, V. V. Krivtsov // *Reliability: Theory&Applications*. – 2006. – No. 1(1). – P. 29–31. **14.** Kijima, M. A Useful Generalization of Renewal Theory: Counting Process Governed by Nonnegative Markovian Increments [Text] / M. Kijima, N. Sumita // *Journal of Applied Probability*. – 1986. – V. 23. – P. 71–88.

Bibliography (transliterated): **1.** Kostrykin, V. A., and I. G. Shelepov. "Monitoring, diagnostika, tehnišesкое obsluŭhivanie i remont kak jetapy realizacii upravlenija resursom oborudovanija jenergeblokov AJeS." *Gazovye i parovye turbiny TJeS, TJeC, AJeS*. Copyright MyCorp, 2014. Web. 06 July 2012 <<http://tyrbin.ru/blog/2008-12-30-67>>. **2.** Optymalizacija planovyh remontov jenergeblokov atomnyh jelektrostancij s VVJeR. Ed. V. I. Skalozubova. Chernobyl': In-t problem bezopasnosti AJeS, 2008. Print. **3.** Malkin, V. S. *Nadeŭhnost' tehnišeskih sistem i tehnogennyj risk*. Rostov n/D: Feniks, 2010. Print. **4.** Efimov, A. V., et al. "Metody analiza diagnostičeskih parametrov sostojanija oborudovanija jenergeblokov TJeS i AJeS i opredelenie kriteriev optimizacii prodolzhitel'nosti ih planovyh remontov." *Energetyka ta elektryfikacija* 7 (2011): 17–21. ISSN 0424-9879. Print. **5.** Jashhura, A. I. *Sistema tehnišeskogo obsluŭhivaniya i remonta jenergetičeskogo oborudovanija*. Moscow: NC JeNAS, 2006. Print. **6.** Scott, F. *Risk Assessment with Uncertain Numbers*. Lewis Publishers, 2002. Print. **7.** Adamenkov, A. K., and S. I. Rjasnyj. "Primenenie risk-orientirovannogo podhoda pri perehode k strategii remonta armatury AJeS po faktičeskomu sostojaniju." *Voprosy atomnoj nauki i tehniki. Serija: Obespečenie bezopasnosti AJeS. Vyp. 23. Reaktornye ustanovki s VVJeR*. Podol'sk, 2008. 85–88. Print. **8.** Carazas, F. G., and G. F. M. Souza. "Risk-based decision making method for maintenance policy selection of thermal power plant equipment." *Energy* 35(2) (2010): 964–975. ISSN 0360-5442. Print. **9.** Krishnasamy, L., F. Khan and M. Haddara. "Development of a risk-based maintenance (RBM) strategy for power-generating plant." *Journal of Loss Prevention in the Process Industries* 18 (2005): 69–81. Print. **10.** Rusin, A., and A. Wojaczek. "Election of maintenance range for power machines and equipment in consideration of risk." *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. Vol. 3. 2007. 40–43. Print. **11.** КНД 95.1.0801.55-2004. *Rukovodjashhij normativnyj dokument "Organizacija tehnišeskogo obsluŭhivaniya i remonta sistem i oborudovanija atomnyh jelektrostancij. Osnovnye poloŭhenija"*. Kiev, 2004. Print. **12.** Rusin, A., and A. Wojaczek. "Optymalizacija okresow miedzyremontowych maszyn energetycznych z uwzględnieniem ryzyka." *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. Vol. 14.1. 2012. 72–76. ISSN 1507-2711. Print. **13.** Kaminskiy, M. P., and V. V. Krivtsov. "A Monte Carlo approach to estimation of G-renewal process in warranty data analysis." *Reliability: Theory&Applications* 1(1) (2006): 29–31. Print. **14.** Kijima, M., and N. Sumita. "A Useful Generalization of Renewal Theory: Counting Process Governed by Nonnegative Markovian Increments." *Journal of Applied Probability* 23 (1986): 71–88. Print.

Поступила (received) 11.02.2014

УДК 697.31

В. Н. ПОДКОПАЙ, аспірантка НТУ «ХПІ»;

А. Н. ГАНЖА, д-р техн. наук, проф.; проф. НТУ «ХПІ»;

Н. А. МАРЧЕНКО, канд. техн. наук., доц.; доц. НТУ «ХПІ»

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИДЕНТИФИКАЦИЯ ФАКТИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЧЕРЕЗ ПОВРЕЖДЕННУЮ ИЗОЛЯЦИЮ ТРУБОПРОВОДОВ ТЕПЛОТРАСС

В статье рассматриваются проблемы качественного теплоснабжения жилых массивов от централизованных источников энергии. Для обеспечения необходимым количеством тепловой энергии потребителей, нужно компенсировать потери тепла, которые возникают при передаче. Разработаны математические модели и методика определения фактических потерь тепловой энергии через поверхность изоляционного материала трубопроводов с учетом его повреждения в процессе эксплуатации и режимов работы тепловой сети. Адекватность модели подтверждается аналитически. С помощью данной методики можно оценивать и прогнозировать тепловые потери в теплосети, а также эффективность теплоснабжения и потенциал энергосбережения.

Ключевые слова: математическая модель, тепловая сеть, тепловые потери, коэффициент теплопроводности, температурное поле.

Введение

В настоящее время теплоснабжение жилых массивов многих городов Украины является централизованным и осуществляется от источников тепловой энергии, оборудованных водогрейными и паровыми котлами. Зачастую котельные расположены на значительном расстоянии от массивов и потребителей, а тепловые сети от них имеют значительный износ. Несмотря на то, что в последнее время принимаются меры по замене трубопроводов или их изоляции, современное состояние многих трубопроводов, как правило, неудовлетворительное, что обуславливает значительные потери теплоты в окружающую среду при передаче её к конечным потребителям. Вследствие этого многие потребители недополучают тепловую энергию и в итоге – некоторые из них отказываются от централизованного теплоснабжения, что уменьшает потребность в поставке тепловой энергии и увеличивает долю её потерь.

Для того чтобы компенсировать потери теплоты дополнительной её выработкой на источниках (в целях обеспечения необходимым количеством теплоты потребителей) нужно знать долю тепловых потерь в теплотрассах с учетом текущих параметров окружающей среды и фактического состояния трубопроводов.

Анализ основных достижений и литературы

На практике определение, как нормируемых, так и фактических потерь теплоты через изоляцию трубопроводов теплотрасс представляет собой большую проблему, как для эксплуатирующих организаций, так и для энергоаудиторов. Легко решается эта проблема, если установлены приборы учета тепловой энергии – отпуска на источнике и у всех потребителей. Разница между этими показаниями и покажет величину фактических тепловых потерь.

Однако приборы учета отпуска тепловой энергии на котельных есть не везде и не все потребители охвачены приборами учета. Потребление тепловой энергии в этом случае рассчитывается по проектным тепловым нагрузкам зданий. Потери тепловой энергии рассчитываются с помощью методики [1], где учитываются коэффициенты к нормативным потерям в результате проведенных испытаний. Испытания проводятся на

© В.Н. Подкопай, А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко, 2014

определенном участке тепловой сети, выведенном из работы, и распространяются на всю сеть. В итоге полученные данные не показывают реальной картины тепловых потерь. Для подземных участков теплотрасс часто используется метод определения потерь путем измерения температуры поверхности неизолированных трубопроводов в тепловых камерах (колодцах). Однако, падение температуры соизмеримо с погрешностью приборов и, зачастую, бывает практически невозможно точно установить расход теплоносителя на участке.

В последнее время появились работы, где используется математическое моделирование тепловых потерь трубопроводами с учетом фактического состояния изоляции [2 и др.]. Однако они, как правило, охватывают частные случаи повреждения в поперечном разрезе и не рассматривают распределение разных видов повреждений по длине трубопровода. Все эти факторы приводят к неадекватному определению потерь в тепловых сетях.

Цель исследования, постановка задачи

Разработка методов и средств оценки фактических потерь тепловой энергии через изоляцию трубопроводов теплотрасс с учетом её состояния, что есть актуальной задачей в энергосбережении.

Материалы исследования

Для решения поставленной задачи разработана математическая модель определения поправок или коэффициентов увеличения нормативного теплового потока с 1 м длины трубы, а также – эквивалентных коэффициентов увеличения теплопроводности изоляции с учетом её фактического состояния. Фактическое состояние тепловой изоляции может быть определено по результатам энергетического аудита с помощью термографической съемки по температурному полю поверхности изоляции (см. пример на рис. 1а).

В модели используются фактические параметры окружающего воздуха (температура, скорость ветра). При подземной прокладке трубопроводов производится расчет температуры окружающего воздуха в канале с учетом характеристик канала и температуры грунта.

Теплотрасса обычно состоит из множества характерных участков. Падение температуры теплоносителя на участке трубопровода будет определяться так

$$t_{Ti} = t_{Oi} + (t_{Ti-1} - t_{Oi}) e^{-\frac{K_i l_i}{G_i c_i}}, \quad (1)$$

где t_{Ti} и t_{Ti-1} – температуры теплоносителя на выходе из текущего участка и на выходе из предыдущего участка; t_{Oi} – температура окружающего воздуха на текущем участке; G_i и c_i – расход и теплоемкость теплоносителя на участке; l_i – длина участка; K_i – линейный коэффициент теплопередачи на участке с учетом фактического состояния изоляции (коэффициента к исходной теплопроводности изоляции K_λ).

Наибольшую трудность представляет определение коэффициента K_λ . Для его определения, кроме дорогостоящих испытаний выведенных из работы теплотрасс по методике из [1], можно воспользоваться еще двумя расчетно-экспериментальными способами:

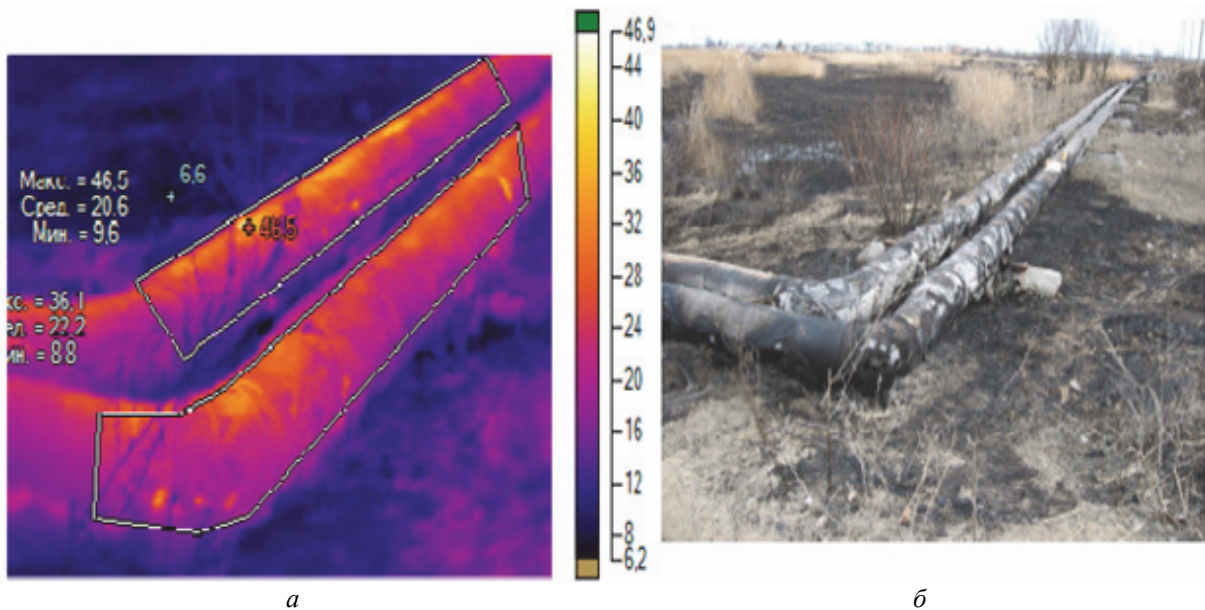


Рис. 1 – Термограмма участка трубопроводов теплотрассы *а* и фактическое состояние изоляции *б*

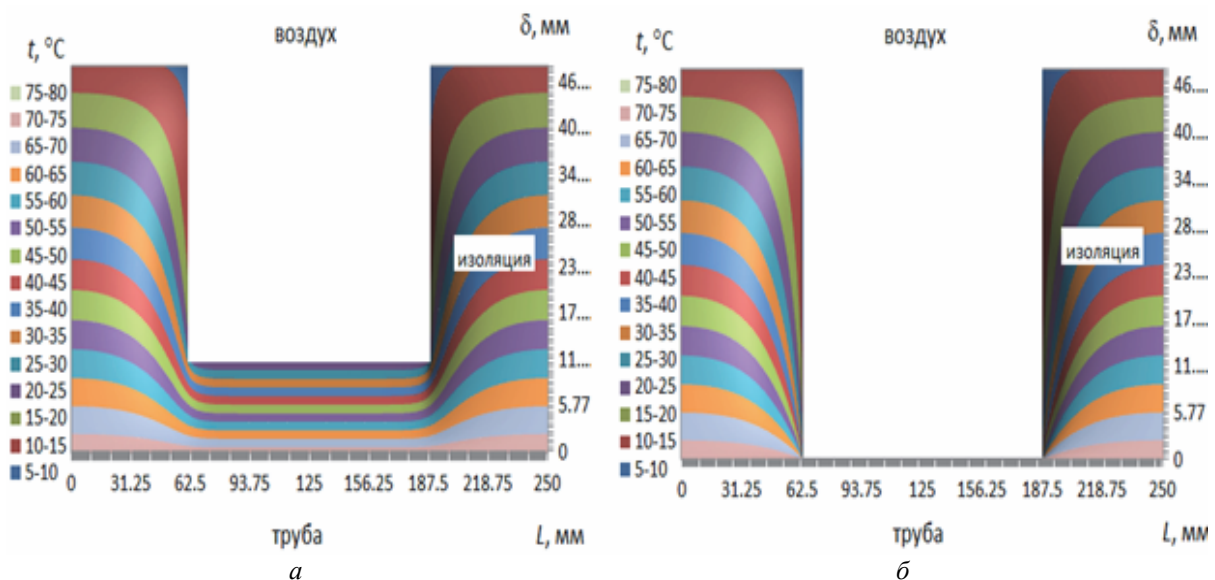


Рис. 2 – Пример поля температур слоя изоляции в разрезе поврежденного участка:
а – относительная глубина повреждения $\beta = 0,75$; *б* – поврежден весь слой изоляции ($\beta = 1$)

1) Обследование (энергетический аудит) трубопроводов во время их работы с проведением измерений и тепловизионной съемки (см. пример на рис. 1*а*). В этом случае кроме коэффициентов теплоотдачи необходима среднеинтегральная температура поверхности изоляции $t_{\text{пов}}^{\text{ср}}$ трубопровода и интегральная величина самой поверхности трубопровода $F_{\text{пов}}$. Тогда средний коэффициент теплопередачи на участке будет

$$K_l = \frac{\alpha_n F_{\text{пов}} (t_{\text{пов}}^{\text{ср}} - t_o)}{l(t_T - t_o)}, \quad (2)$$

где t_T и t_o – средние температуры теплоносителя (воды) внутри трубы и окружающей среды (воздуха) снаружи (для подземной канальной прокладки – температура воздуха в

канале); α_H – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции; l – длина участка.

Искомый коэффициент K_λ выражается из формулы для K_l .

2) Расчеты температурного состояния слоя изоляции. В этом случае решается задача нахождения поля температур в слое и на поверхности участка трубы с поврежденной изоляцией решением дифференциального уравнения теплопроводности [3]: двумерного

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0 \quad (3)$$

или трехмерного

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} = 0. \quad (4)$$

Граничные условия для этих уравнений (после введения замены $\vartheta = t - t_0$): 3 рода внутри трубы и на поверхности изоляции, а также – 2 рода на границе участка. Из них только граничное условие теплообмена внутри трубы является неоднородным, а все остальные – однородными. Для двумерного случая (3) граничные условия будут:

а) снаружи трубы на слое изоляции ($r = r_2$)

$$-\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial r} - \alpha_H \vartheta = 0; \quad (5)$$

б) снаружи трубы на углублении слоя поврежденной изоляции или оголенной трубе ($r = r_c$)

$$-\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial r} - \alpha_c \vartheta = 0; \quad (6)$$

в) снаружи трубы на боковом срезе поврежденной изоляции ($x = 0$)

$$\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial x} - \alpha_6 \vartheta = 0; \quad (7)$$

г) внутри трубы с учетом термического сопротивления стенки трубы ($r = r_1$)

$$-\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \alpha_B \vartheta = \alpha_B (t_T - t_0); \quad (8)$$

д) внутри слоя изоляции на границе участка ($x = L_T$)

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial x} = 0, \quad (9)$$

где α_{δ} , α_c и α_B – коэффициенты теплоотдачи к воздуху на боковом срезе, на углублении слоя поврежденной изоляции и от воды внутри трубы.

Примеры двумерного поля температур (уравнение (3)) слоя изоляции трубы $\varnothing 630$ мм в продольном разрезе поврежденного участка при относительной глубине повреждения $\beta = 0,75$ и $\beta = 1,0$ от толщины слоя δ приведен на рис. 2. Длина повреждения составляет половину длины участка. Для решения этой задачи нами был использован итерационный конечно-разностный метод переменных направлений в комбинации с методом простой неявной прогонки из [3].

Аналогичное решение для двумерного случая с повреждением всей толщины слоя изоляции (см. рис. 2б) при граничных условиях, см. формулы (5)–(8), мы получили аналитическим методом решения дифференциального уравнения (3). Общее решение является суммой частных решений [4] уравнения (3) с весовыми коэффициентами

$$v = \sum_{k=1}^n a_k \cdot v_k; \quad v_k = \left(c_k I_0 \left(\frac{k\pi}{l} r \right) + K_0 \left(\frac{k\pi}{l} r \right) \right) \left(\sin \left(\frac{k\pi}{l} x \right) + b_k \cos \left(\frac{k\pi}{l} x \right) \right), \quad (10)$$

где k – текущий индекс (целое положительное число); n – количество частных решений (т.е. членов бесконечного ряда, что определяется сходимостью); a_k – весовой коэффициент решения; b_k и c_k – коэффициенты, которые получаются из граничных условий теплообмена снаружи трубы; I_0 и K_0 – модифицированные функции Бесселя и Ганкеля первого рода (т.е. от мнимого аргумента) нулевого порядка; l – длина участка разложения решения.

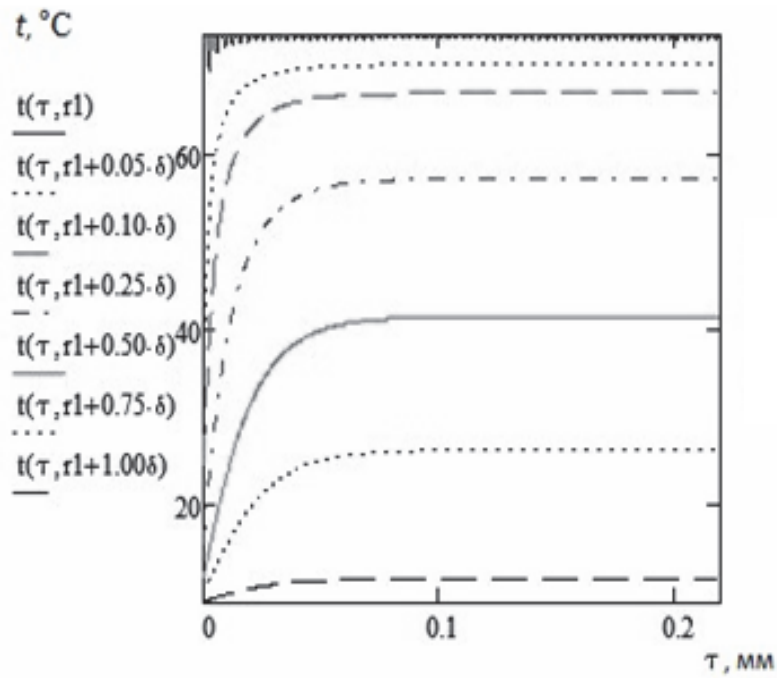
Нами установлено, что решение (10) будет ортогональным относительно неоднородного граничного условия внутри трубы (8), если его правая часть $\alpha_B(t_T - t_0)$ представляет собой константу или экспоненциальную зависимость от координаты x , что будет соответствовать физике и условиям процесса. Таким образом, предложено, что весовые коэффициенты a_k будут находиться из граничного условия (8), при представлении его правой части в виде

$$\alpha_B(t_T - t_0) = \psi(x) + \frac{k\pi}{l} \frac{\lambda}{\alpha_H} \frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (11)$$

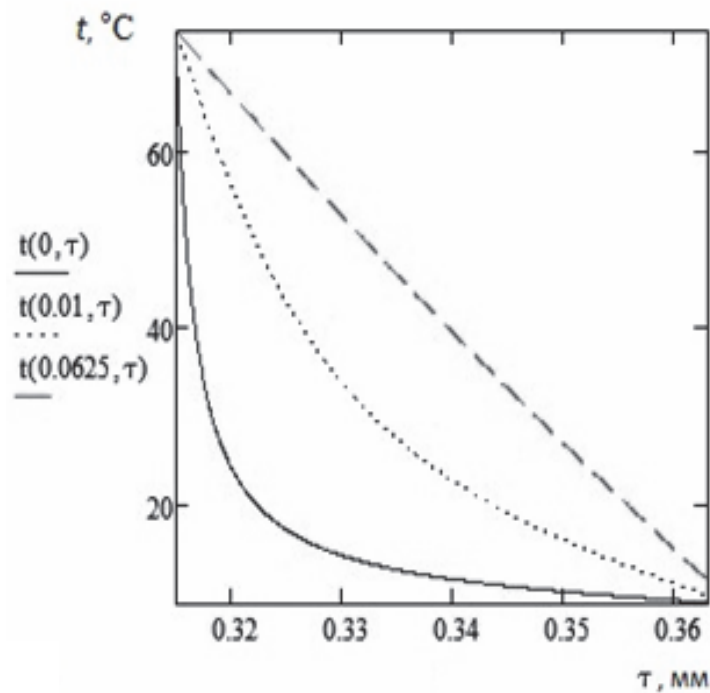
Далее вспомогательная функция $\psi(x)$, которая является решением уравнения (11), раскладывается в ряд Фурье по синусам на длине l . В итоге с учетом (11) коэффициенты b_k будут удовлетворять условиям (7) и (8). Ввод параметра длины разложения l позволяет уйти от граничных условий (9) и определить зону влияния повреждения на длине участка трубы L_T . Параметр l в этом случае находится из условия сопряжения граничных условий (6)–(8) в точке соединения боковой поверхности повреждения и оголенного участка трубы.

Результаты исследования

Проведенные расчетные исследования с помощью системы *MathCAD* показали, что ряд (10) сходится к общему решению. Пример распределения температуры внутри слоя изоляции для случая из рис. 2б и аналитического решения (10) при числе членов ряда $n = 270$ представлен на рис. 3.



a



б

Рис. 3 – Пример поля температур слоя изоляции в разрезе поврежденного участка
a – по длине трубы на различных радиусах; *б* – по радиусу на различной длине

Сделано сравнение результатов аналитического решения по уравнению (10) (рис. 3) и дискретного решения (рис. 2б). Поле температур практически совпадает, линейная плотность теплового потока составила 334,370 и 334,194 Вт/(м·°С) соответственно. Расхождение составило всего 0,05 %, что говорит о практическом совпадении результатов и их адекватности. Линейная плотность теплового потока оказалась выше нормативной в 2,255 раза. Коэффициент увеличения теплопроводности

ізоляції K_λ склав 2,391; для оголеного участка – 20,123; загальний для пошкодження на рис. 2б – 11,257.

Дослідження були проведені для інших типорозмірів труб, інших параметрів в граничних умовах (внутрішніх і зовнішніх), іншого характеру пошкодження ізоляції.

Установлено, що для найбільш характерного випадку (т.е. повного пошкодження товщини шару ізоляції, см. рис. 2б) при стандартних товщинах ізоляції з мінеральної вати зона впливу пошкодження на довжину участка труби L_T склала 0,2 м в дві сторони від бокових поверхностей пошкодження при товщині ізоляції 40 мм і 0,32 м при товщині ізоляції 60 мм, незалежно від діаметра труби. Цей факт дозволяє визначити межі пошкодженого участка на трубі і його впливу.

Висновки

1) В результаті для кожного діаметра труб нами створено список (база даних) характерних пошкоджень і їх характеристик (т.е. коефіцієнтів K_λ). При проведенні обстеження теплотраси енергоаудитори, виявляють характер пошкодження ізоляції на кожному участку. Далі, використовуючи коефіцієнти K_λ , розраховується падіння температури теплоносія на кожному участку і на теплотрасі в цілому за рівнянням (1). Потім визначається загальний тепловий потік, переданий в оточуюче середовище при транспортуванні теплоносія по теплотрасі (т.е. фактичні теплові втрати і їх частка).

2) Розроблено методи і засоби, що дозволяють визначати фактичні теплові втрати через ізоляцію трубопроводів при передачі теплоносія по теплотрасі від джерела генерації теплової енергії до споживача. Математичні моделі і методи враховують фактичний стан ізоляції в час експлуатації трубопроводів. З їх допомогою можна оцінювати теплові втрати, а також прогнозувати їх, оцінювати ефективність систем теплоснабження і потенціал енергозбереження.

Список літератури: 1. Методичні вказівки по визначенню теплових втрат в водяних і парових теплових мережах: РД 34.09.255 (МУ 34-70-080-84). – М.: Союзтехенерго, 1985. – 72 с. 2. Половников, В. Ю. Чисельний аналіз теплових втрат теплопроводів в умовах деформації і порушення цілостності шару теплової ізоляції [Текст] / В. Ю. Половников, Ю. Н. Рахімова // Теплофізичні основи енергетических технологій: сб. науч. тр. II Всеросійська науч.-практ. конф. з міжнародним участком, Томск, 06 – 08 жовтня 2011 г. – Томск: Національний дослідницький Томський політехнічний університет, 2011. – С. 296–300. 3. Самарський, А. А. Теорія різноступінчатих схем [Текст] / А. А. Самарський. – М.: Наука, 1989. – 616 с. 4. Корн, Г. Справочник по математиці [Текст] / Г. Корн, Т. Корн; під заг. ред. І. Г. Арамановича. – М.: Наука, 1978. – 832 с.

Bibliography (transliterated): 1. RD 34.09.255 (MU 34-70-080-84) Metodicheskie ukazaniya po opredeleniju teplovyh poter' v vodjanyh i parovyh teplovyh setjah. Moscow: Sojzutehenergo, 1985. Print. 2. Polovnikov, V. Ju., and Ju. N. Rahimova. "Chislennyj analiz teplovyh poter' teploprovodov v uslovijah deformacii i narushenija celostnosti sloja teplovoj izoljacii." *Teplofizicheskie osnovy jenergeticheskikh tehnologij: sb. nauch. tr. II Vserossijskaja nauch.-prakt. konf. s mezhdunarodnym uchastiem, Tomsk, 06 – 08 oktjabrja 2011 g.* Tomsk: Nacional'nyj issledovatel'skij Tomskij politehnicheskij universitet, 2011. 296–300. Print. 3. Samarskij, A. A. *Teorija raznostnyh shem.* Moscow: Nauka, 1989. Print. 4. Korn, G., and T. Korn. *Spravochnik po matematike.* Ed. I. G. Aramanovicha. Moscow: Nauka, 1978. Print.

Поступила (received) 12.02.2014

УДК 681.513.3

Г. И. КАНЮК, д-р техн. наук, проф.; проф. УИПА, Харьков;
А. Ю. МЕЗЕРЯ, канд. техн. наук, доц.; доц. УИПА, Харьков;
И. П. ЛАПТИНОВ, аспирант УИПА, Харьков

МОДЕЛЬ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО УПРАВЛЕНИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫМИ УСТАНОВКАМИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Предложена модель энергосберегающего управления нагнетательными установками (насосы и вентиляторы) тепловых электрических станций. Показаны факторы, оказывающие влияние на энергетическую эффективность работы нагнетателя. Составлена векторная структурная схема нагнетательной установки и получена аналитическая зависимость энергетических потерь от основных технологических параметров нагнетательной установки. Установлены зависимости между основными параметрами насосной установки – давлением, объемной подачей, параметрами управляющего воздействия – частотой вращения насоса и положением регулирующей задвижки.

Ключевые слова: нагнетательная установка, насос, вентилятор, тепловая электростанция, энергосберегающее управление, модель управления нагнетателем.

Введение

Насосы и вентиляторы являются основными потребителями собственных нужд электростанций. На их долю приходится до 70 % всей потребляемой мощности.

Проектные нормы затрат энергии на собственные нужды электростанций составляют (3–7) %, однако в последние 10–15 лет из-за морального и физического старения оборудования расходы на собственные нужды выросли до 10 %. Такое увеличение эквивалентно потерям в денежном выражении порядка 100–300 млн. гривен в год с каждой 1000 МВт установленной мощности.

Уменьшение внепроектных затрат энергии на собственные нужды на 5 % (что вполне реально) эквивалентно экономии 40 млн. гривен в год с каждой 1000 МВт, что в масштабах Украины (при установленной мощности ТЭС и ТЭЦ порядка 10000 МВт) составит около 400 млн. гривен в год.

Цель и задачи исследования

Мощные нагнетатели ТЭС входят в общую систему автоматизированной системы управления технологическими процессами (АСУ ТП) блока, в связи с чем, вопрос энергосбережения при работе нагнетателя необходимо рассматривать как совокупность технических решений по модернизации нагнетателя (применение новых конструктивных решений, усовершенствование электрических цепей и т.д.) и совершенствование его АСУ, обеспечивающей оптимальное управление при поддержании технологических параметров. Целью исследований является повышение технико-экономической эффективности работы нагнетателей ТЭС путем создания автоматизированной системы энергосберегающего управления режимами его работы. Основная научная проблема создания энергосберегающих систем управления нагнетательными установками состоит в построении точных математических моделей энергетических процессов и объектов, в определении и минимизации функций энергетических потерь, в синтезе алгоритмов управления, которые реализуют в реальном времени режимы работы нагнетателей с минимальными потерями энергии.

© Г.И. Канюк, А.Ю. Мезеря, И.П. Лаптинов, 2014

Результаты исследования

Каждый нагнетатель имеет свою характеристику (графическую зависимость напора, потребляемой мощности КПД от подачи при постоянной фиксированной частоте вращения ротора).

Характеристика сети, в которой работает нагнетатель, представляет собой зависимость суммарного напора (на подъем среды, преодоление внешнего перепада давлений и гидравлических сопротивлений) от расхода среды.

Точка пересечения графических характеристик нагнетателя и сети представляет собой рабочую точку, которая определяет конкретные параметры (подачу, напор, мощность и КПД) при работе в данной сети с фиксированной частотой вращения ротора. Наиболее выгодный режим работы гидравлической или аэродинамической сети соответствует максимальному значению КПД нагнетателя в рабочей точке, определяемой основным (наиболее длительным) эксплуатационным режимом. Следовательно, при выборе типа нагнетателя для данной сети необходимо учитывать положения рабочих точек на основных эксплуатационных режимах и стремиться к такому подбору характеристик, при которых область оптимальных значений КПД соответствует окрестностям основных рабочих точек.

Исходя из общих принципов энергосберегающего автоматизированного управления технологическими объектами, изложенных в работе [1], представим векторную структурную схему нагнетателя, как это показано на рис. 1.

Вектор регулируемых входных параметров включает положение (перемещение) регулирующей задвижки x_3^H и частоту вращения ротора нагнетателя n_H . Эти параметры могут целенаправленно изменяться исполнительными механизмами АСУ, в соответствии с тем или иным алгоритмом, формируемым регулятором АСУ.

Вектор выходных параметров включает значения давления P_H , и расхода Q_H , создаваемых нагнетателем, полезную $N_H^{пол}$ и потребляемую $N_H^{потр}$ мощность и КПД η_H нагнетателя.

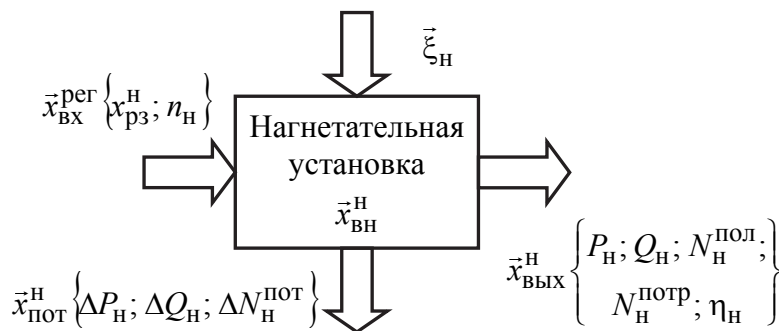


Рис. 1 – Векторная структурная схема нагнетательной установки

Вектор внутренних параметров $\vec{x}_{вн}^H$ включает конструктивные характеристики агрегата и сопряженной гидравлической сети (размеры и формы рабочих колес и лопастей, длины и диаметры трубопроводов, виды, количество и характеристики местных гидравлических сопротивлений). Эти параметры должны оптимизироваться отдельно, на стадии проектирования нагнетателя, по критерию минимума гидравлических потерь в сети, номинальных значений механического, гидравлического и объемного КПД (некоторые направления такой оптимизации отмечены в работе [2]).

Вектор внешних возмущающих воздействий $\bar{\xi}_H$ включает возможные изменения температуры в процессе эксплуатации и связанное с этим изменение физических свойств рабочей жидкости (главным образом – вязкости).

Рассмотрим насос. Функциональные аналитические взаимосвязи между параметрами насосной установки могут быть представлены следующими основными соотношениями [3].

Давление, развиваемое насосом

$$P = P_K - P_H + \rho \frac{C_K^2 - C_H^2}{2} + \rho(Z_K - Z_H). \quad (1)$$

Здесь с индексами «к» и «н» обозначены, соответственно, давления P , скорости жидкости C и геометрические уровни Z в конечном (выходном) и начальном (входном) сечениях насоса; ρ – плотность рабочей жидкости.

Напор насоса

$$H = \frac{P}{\rho g}, \quad (2)$$

где g – ускорение силы тяжести.

Взаимосвязь между частотой вращения n , объемной подачей V и напором H насоса

$$n = \left(\frac{60x}{\pi m m_0 R} \right)^{3/2} \frac{(Hg/\bar{H})^{3/4}}{\sqrt{V}}, \quad (3)$$

где $x = d_{1n}/d_0$; d_{1n} – приведенный диаметр; $m = d_2/d_1$; $m_0 = d_1/d_0$; $R = 3,6-5$ – коэффициент входной воронки; $\bar{H} = Hg/u_2^2 = \eta_r(1 - m^{-1}) = 0,3-0,6$ – коэффициент напора; u_2 – окружная скорость рабочего колеса.

Связь между параметрами насоса и гидравлической сети определяется соотношением:

$$P = \rho g h_r + (P_1 - P_0) + \frac{\rho}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum G_M \right) \frac{V^2}{S^2} + \frac{\rho}{2} G_{p3} \frac{V^2}{S_{p3}^2}, \quad (4)$$

где h_r – геометрическая высота подъема жидкости; P_1, P_0 – давление в напорном и всасывающем резервуарах; ρ – плотность жидкости; λ – коэффициент гидравлического трения; l, d и S – приведенные значения длины, диаметра, и площади проходного сечения трубопроводов гидравлической сети; $\sum G_M$ – суммарный коэффициент местных гидравлических сопротивлений в гидравлической сети; G_{p3} – коэффициент местных гидравлических сопротивлений регулирующий задвижки; S_{p3} – площадь проходного сечения регулирующей задвижки, являющаяся функцией её перемещения x_{p3} (или угла поворота φ_{p3}),

$$S_{p3} = K_{p3}^x x_{p3} = K_{p3}^\varphi \varphi_{p3}. \quad (5)$$

Из приведенных соотношений могут быть построены:

– математические модели управления насосом

$$\bar{x}_{\text{ВЫХ}}^H = f_{\text{ВЫХ}}(x_{p3}^H; n_H; \bar{x}_{\text{ВН}}^H; \xi_H); \quad (6)$$

– модель (функция) энергетических потерь

$$\bar{x}_{\text{ПОТ}}^H = f_{\text{ПОТ}}(x_{\text{РЗ}}^H; n_H; \bar{x}_{\text{ВН}}^H; \xi_H); \quad (7)$$

– модель (функция) управляющего воздействия

$$\bar{x}_{\text{ВХ}}^H = f_{\text{УПР}}(\bar{x}_{\text{ВЫХ}}^H; \bar{x}_{\text{ВН}}^H; \bar{x}_{\text{ПОТ}}^H; \bar{\xi}_H); \quad (8)$$

– модель управления

$$V^2 \frac{\rho}{2} \left[\left(\lambda \frac{l}{d} + \sum G_M \right) / S^2 + \frac{G_{\text{РЗ}}}{S_{\text{РЗ}}^2} \right] = P - [\rho g h_T + (P_1 - P_0)]. \quad (9)$$

Коэффициент гидравлического трения λ является функцией режима движения жидкости определяемого критерием Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{ud}{\nu} = \frac{V d}{S \nu}. \quad (10)$$

В области развитого турбулентного режима (при $5000 < \text{Re} < 10^6$) значение λ может быть определено по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \frac{\Delta}{d} + \frac{100}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (11)$$

и в автомодельной области, соответствующей основным режимам работы насоса, мало изменяет своё значение (т.е., может считаться приблизительно постоянной величиной).

В этом случае соотношение (4) может быть представлено в виде

$$P = C_1 + V^2 \frac{\rho}{2} \left[C_2 + \frac{G_{\text{РЗ}}}{[S_{\text{РЗ}}(x_{\text{РЗ}})]^2} \right], \quad (12)$$

или

$$P = C_1 + V^2 \left[C_3 + \frac{G_4}{[S_{\text{РЗ}}(x_{\text{РЗ}})]^2} \right],$$

где

$$C_1 = \rho g h_T + (P_1 - P_0); \quad C_2 = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum G_M \right) / S^2; \quad C_3 = \rho C_2 / 2; \quad C_4 = \rho G_{\text{РЗ}} / 2.$$

Соотношение (3) может быть представлено в виде

$$C_5 (C_6 P)^{0,75} V^{0,5} = n_H, \quad (13)$$

$$\text{где } C_5 = \left(\frac{Hg}{H} \right)^{3/4}; \quad C_6 = (\rho H)^{-1}.$$

Уравнения (12) и (13) устанавливают зависимости между основными параметрами насосной установки – давлением P , объемной подачей V , параметрами управляющего воздействия – частотой вращения насоса n_H и положением регулирующей задвижки $x_{\text{РЗ}}$. Уравнения (12, 13) представляют собой модель управления.

При этом полезная (гидравлическая) мощность насоса

$$N_{\Gamma} = PV, \quad (14)$$

а потребляемая мощность

$$N_e = N_{\Gamma} / \eta_e = PV / \eta_e. \quad (15)$$

В составляющих полного КПД η_e гидравлический КПД η_r можно считать константой, зависящей только от конструктивных характеристик насоса, а объёмный и механический КПД и являются функциями выходных параметров насоса V и P и одного из управляющих воздействий – частоты вращения.

Модель энергосберегающего управления нагнетателями

Характеристика центробежного насоса имеет вид, представленный на рис. 2. Она устанавливает зависимость основных рабочих параметров насоса (напора, потребляемой мощности, полного КПД) от подачи при заданном постоянном значении частоты вращения рабочего колеса.

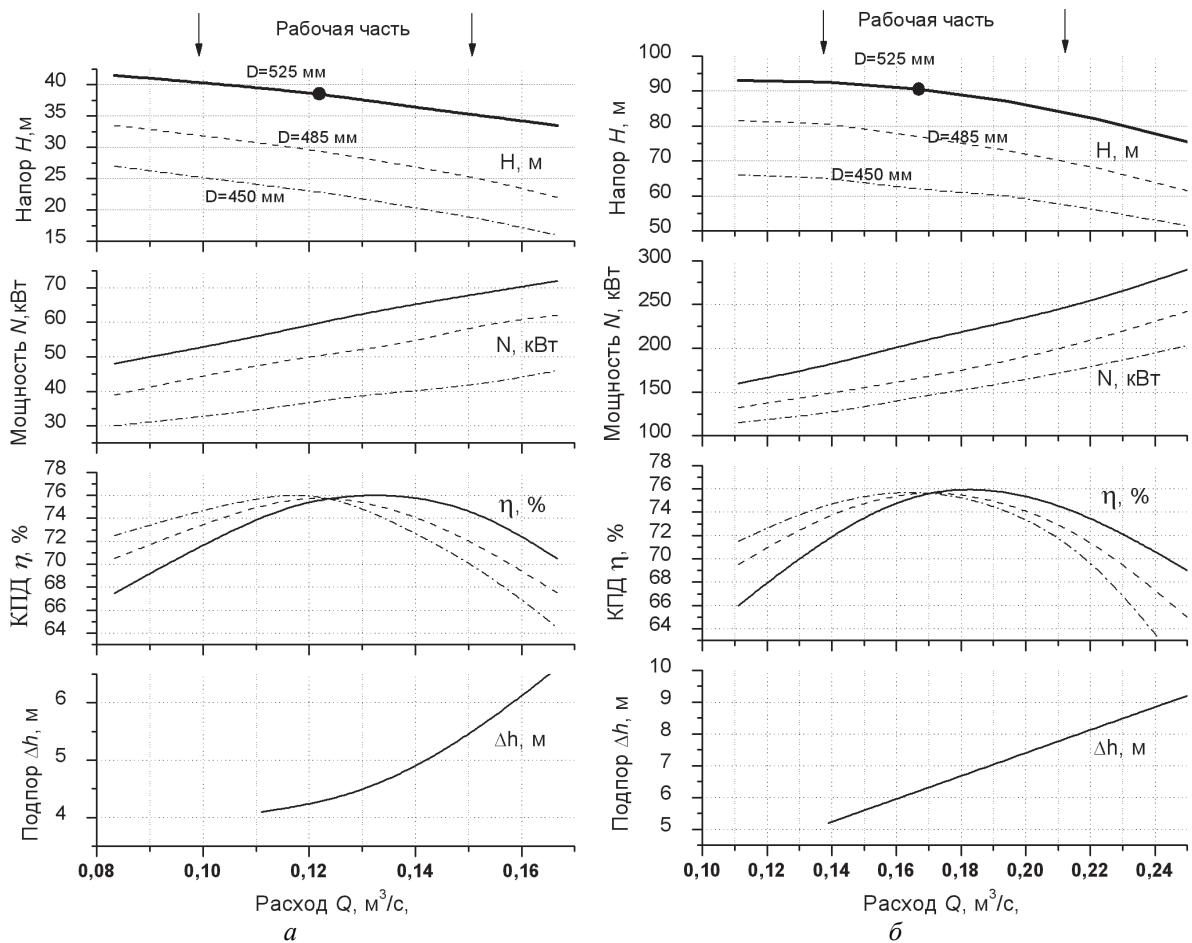


Рис. 2 – Характеристики центробежного насоса Д 630-90:
 а – частота вращения 980 об/мин; б – частота вращения 1450 об/мин

Для анализа эффективности режимов работы насоса, его характеристики

$$\begin{cases} H = H(Q, n); \\ N = N(Q, n); \\ \eta = \eta(Q, n), \end{cases} \quad (16)$$

могут быть аппроксимированы линеаризованными функциями

$$\begin{cases} H = A_H Q + B_H n + C_H; \\ N = A_N Q + B_N n + C_N; \\ \eta = A_\eta Q + B_\eta n + C_\eta, \end{cases} \quad (17)$$

где A, B, C – соответствующие коэффициенты линеаризации.

Совместные решения уравнений характеристики сети

$$H_c = A_{Hc} Q + C_{Hc} \quad (18)$$

с уравнениями напорных характеристик насоса (первое уравнение системы (17)) при заданных постоянных значениях частоты вращения насоса n_i дает совокупность уравнений рабочих точек

$$Q_p = A_{Qpn} n + C_{Qpn}, \quad (19)$$

или

$$\begin{cases} Q_{p1} = A_{Qpn} n_1 + C_{Qpn}; \\ Q_{p2} = A_{Qpn} n_2 + C_{Qpn}; \\ \dots\dots\dots \\ Q_{pN} = A_{Qpn} n_N + C_{Qpn}, \end{cases}$$

где

$$A_{Qpn} = -B_H / (A_H - A_{Hc}); \quad C_{Qpn} = (C_{Hc} - C_H) / (A_H - A_{Hc}).$$

Значения напоров, потребляемой мощности и КПД в рабочих точках определяются в соответствии с выражениями (17)

$$\begin{cases} H_p = A_H Q_p + B_H n + C_H; \\ N_p = A_N Q_p + B_N n + C_N; \\ \eta_p = A_\eta Q_p + B_\eta n + C_\eta, \end{cases} \quad (20)$$

Функция энергетических потерь (потерь мощности) при работе нагнетателя в рабочей точке может быть определена следующим образом

$$\Delta N = N_{\text{пот}} = N_{\text{потр}} - N_{\text{пол}}, \quad (21)$$

где $N_{\text{пол}} = N_p Q_p$ – полезная мощность нагнетателя.

С учетом того, что

$$N_{\text{пол}} = N_p \eta_p; \quad N_{\text{пот}}^p = (1 - \eta_p) N_p$$

или

$$N_{\text{пот}}^p = (1 - A_\eta Q_p - B_\eta n - C_\eta) (A_N Q_p + B_N n + C_N), \quad (22)$$

функция потерь приводит к виду

$$N_{\text{пот}}^p = A_{Q_2} Q_p^2 + A_{n_2} n^2 + A_Q Q_p + A_n n + A_{Qn} Q_p n + C,$$

где

$$\begin{aligned} A_{Q_2} &= -A_\eta A_N; \quad A_{n_2} = -B_\eta B_N; \quad A_Q = A_N - A_\eta C_N - C_\eta A_N; \\ A_n &= B_N - B_\eta C_N - C_\eta B_N; \quad A_{Qn} = -(A_\eta B_N + B_\eta A_N); \quad C = (1 - C_\eta) C_N. \end{aligned}$$

Подача нагнетателя (расход среды в рабочей точке) Q_p является заданной величиной, определяемой технологическим режимом работы объекта. Она является

функцией двух регулируемых параметров – частоты вращения рабочего колеса и положения регулирующей задвижки (фактически – и всей гидравлической характеристики сети). При этом, с учетом выделения положения регулирующей задвижки (её коэффициента местного гидравлического сопротивления) в качестве отдельного регулируемого параметра, функция сети может быть представлена в виде

$$H_c = H_p = H_{ст} \pm \frac{1}{2g} \left\{ \sum_{i=1}^n \left[\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=1}^m G_{Mj} \right] \frac{1}{S_i^2} \right\} Q_p^2 + \frac{1}{2} g S_{p3 \max}^2 G_{p3}(x_{p3}) Q_p^2, \quad (23)$$

где $H_{ст} = H_{\Gamma} + (P_1 - P_0)/\rho g$ – статическая составляющая напора; $G_{p3}(x_{p3})$ – переменный (зависящий от положения регулирующей задвижки x_{p3}) коэффициент местного гидравлического сопротивления задвижки; x_{p3} – линейное положение регулирующей задвижки; $S_{p3 \max}$ – максимальная площадь (при полном открытии) проходного сечения задвижки.

Выражение (23) может быть приведено к виду

$$H_p = H_{ст} + A_c Q_p^2 + A_{p3} x_{p3} Q_p^2, \quad (24)$$

где

$$A_c = \frac{1}{2g} \sum_{i=1}^n \left[\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=1}^m G_{Mj} \right] \frac{1}{S_i^2}; \quad A_{p3} = \frac{K_{Gx}^{p3}}{2g S_{p3 \max}^2};$$

K_{Gx}^{p3} – коэффициент пропорциональности линеаризованной функции зависимости коэффициента местного гидравлического сопротивления задвижки от её положения

$$G_{p3} = K_{Gx}^{p3} x_{p3}. \quad (25)$$

С учетом соотношений (20)

$$A_H Q_p + B_H n + C_H = H_{ст} + A_c Q_p^2 + A_{p3} x_{p3} Q_p^2,$$

или

$$(A_c + A_{p3} x_{p3}) Q_p^2 - A_H Q_p + [(H_{ст} - C_H) - B_H n] = 0. \quad (26)$$

Из выражения (26) может быть получена функция зависимости подачи в рабочей точке насоса от двух регулируемых параметров – частоты вращения рабочего колеса n и положения регулирующей задвижки x_{p3}

$$Q_p = \frac{A_H + \sqrt{A_H^2 - 4(A_c + A_{p3} x_{p3})[(H_{ст} - C_H) - B_H n]}}{2(A_c + A_{p3} x_{p3})}, \quad (27)$$

которая замыкает выражение зависимости потерь мощности (22) от регулируемых параметров.

Линеаризация функции (27) даст выражение

$$Q_p = A_{Qp}^n n + A_{Qp}^{x_{p3}} x_{p3} + C_{Qp}, \quad (28)$$

С учетом (28) функция потерь мощности (22) примет вид

$$N_{пот}^2 = A_{пот}^{n^2} n^2 + A_{пот}^n n + A_{пот}^{x_{p3}^2} x_{p3}^2 + A_{пот}^{x_{p3}} x_{p3} + A_{пот}^{x_{p3}n} x_{p3} n + A_{пот}^0, \quad (29)$$

где

$$A_{\text{пот}}^{n_2} = A_{Q2} \left(A_{Qp}^n \right)^2 + A_{n2} + A_{Qn} + A_{Qn} A_{Qp}^n ;$$

$$A_{\text{пот}}^n = 2 A_{Q2} A_{Qp}^n C_{Qp} + A_Q A_{Qp}^n + A_n + A_{Qn} C_{Qp} ;$$

$$A_{\text{пот}}^{x_{p32}} = A_{Q2} \left(A_{Qp}^{x_{p3}} \right)^2 ;$$

$$A_{\text{пот}}^{x_{p3}} = 2 A_{Q2} A_{Qp}^{x_{p3}} C_{Qp} + A_Q A_{Qp}^{x_{p3}} ;$$

$$A_{\text{пот}}^{x_{p3n}} = 4 A_{Q2} A_{Qp}^n A_{Qp}^{x_{p3}} + A_{Qn} A_{Qp} ;$$

$A_{\text{пот}}^0$ – постоянная составляющая потерь, не зависящая от процесса регулирования.

Выводы

1) Составлена модель управления нагнетательными установками тепловых электростанций, при котором обеспечиваются заданные параметры технологического процесса с минимальными потерями энергии в нагнетателе.

2) Показано влияния технических характеристик трубопроводных систем на экономичность электростанций.

3) Составлена функция энергетических потерь в нагнетателе, которая может меняться в реальном времени в зависимости от изменений энергетических характеристик нагнетателя (износ подшипников, изменение числа Рейнольдса и т.д.).

4) Использование предложенной методики в АСУ ТП ТЭС, позволит снизить потери энергии на собственные нужды и получить значительный экономический эффект.

Список литературы: 1. Канюк, Г. И. Энергосберегающее управление и повышение технико-экономической эффективности насосных установок тепловых и атомных электростанций [Текст] / Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, А. Р. Фокина, Е. В. Лаптинова, И. П. Лаптинов // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Х., 2012. – № 3/8(57). – С. 58-62. 2. Канюк, Г. И. Резервы энергосберегающего управления технологическими процессами на действующих ТЭС и АЭС [Текст] / Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, Д. В. Михайский, И. П. Лаптинов, А. Р. Фокина. – Х.: Точка, 2012. – 184 с. – Русс. яз. – ISBN 978-617-669-064-1. 3. Малюшенко, В. В. Насосное оборудование тепловых электростанций [Текст] / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – М.: Энергия, 1975. – 280 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kanjuk, G. I., et al. "Jenergoberegajushhee upravlenie i povyshenie tehniko-jekonomicheskoy jeffektivnosti nasosnyh ustanovok teplovyh i atomnyh jelektrostantsij." *Shidno-Jevropejs'kyj zhurnal peredovyh tehnologij* 3/8(57) (2012): 58–62. Print. 2. Kanjuk, G. I., et al. *Rezervy jenergoberegajushhego upravlenija tehnologicheskimi processami na dejstvujushhih TJeS i AJeS*. Kharkov: Tochka, 2012. ISBN 978-617-669-064-1. Print. 3. Maljushenko, V. V., and A. K. Mihajlov. *Nasosnoe oborudovanie teplovyh jelektrostantsij*. Moscow: Jenergija, 1975. Print.

Поступила (received) 14.02.2014

УДК 62.135

Н. Н. ГРИШИН, канд. техн. наук; первый заместитель главного конструктор паровых и газовых турбин ОАО «Турбоатом», Харьков;
А. Н. ГУБСКИЙ, начальник сектора ОАО «Турбоатом», Харьков;
С. А. ПАЛЬКОВ, начальник сектора ОАО «Турбоатом», Харьков;
И. А. ПАЛЬКОВ, ведущий инженер-конструктор ОАО «Турбоатом», Харьков

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЯВЛЕНИЙ ПОЛЗУЧЕСТИ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ВЫСОКОНАПРЯЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Представлена численная реализация методики оценки влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровой турбины. Рассмотрена технология обработки имеющихся в литературных источниках экспериментальных кривых ползучести. Технология основана на методе наименьших квадратов. В качестве модели ползучести выбрана модифицированная временная модель ползучести с упрочнением, принадлежащая к методам неявной ползучести и характеризующаяся устойчивостью, точностью и быстротой решения. Проведено сравнение экспериментальных кривых ползучести и кривых, полученных аналитическим путем. Выполнен анализ влияния ползучести на напряженно-деформированное состояние элементов паровых турбин. Результаты численного исследования показаны на фоне изменения напряжений и деформаций со временем в замковом соединении рабочих лопаток с диском и во внутреннем корпусе паровой турбины К-500-240.

Ключевые слова: необратимая деформация, ползучесть, метод конечных элементов, метод наименьших квадратов, экспериментальная кривая, модифицированная временная модель с упрочнением, двумерная аппроксимация, замковое соединения рабочих лопаток, внутренний корпус.

Введение

При длительном нагружении деталей турбин, эксплуатация которых протекает при повышенных температурах, возникают необратимые деформации, в результате чего напряжения могут изменяться во времени. Это явление изменения во времени деформаций и напряжений, возникших при нагружении, называют ползучестью.

В практике эксплуатации турбомашин известно много случаев, когда за счет ползучести деформации деталей достигали таких величин, при которых нарушались условия нормальной эксплуатации агрегатов. Так, например, вследствие ползучести диска 1-й ступени ротора среднего давления турбины мощностью 500 МВт произошел отрыв части обода диска с 6-ю лопатками [1].

За счет уменьшения со временем напряжений наступает постепенное ослабление плотности соединения деталей, скрепленных при помощи упругого натяга. Плотность болтового соединения фланцев внутреннего корпуса паровой турбины К-500-240, работающих при высоких температурах, с течением времени уменьшается, что может привести к «пропариванию» фланцев.

Если разрушение детали происходит по истечении значительного промежутка времени после приложения нагрузки, то напряжения и деформации в этот момент могут сильно отличаться от значений их при нагружении. Поэтому при анализе разрушения необходимо учитывать перераспределение напряжений за счет ползучести материала [2].

В последние пятнадцать лет происходит интенсивное развитие численных методов анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) твердых тел в условиях ползучести. Накопленный в этой области опыт свидетельствует о том, что

© Н.Н. Гришин, А.Н. Губский, С.А. Пальков, И.А. Пальков, 2014

решение задач ползучести связано с большими трудностями в сравнении с анализом упругопластического поведения, поскольку определяющие уравнения ползучести являются обычно более сложными.

О сложности аналитического описания характеристик ползучести можно судить по классическому графическому изображению изменения деформации ползучести с течением времени t (рис. 1), полученному по результатам испытаний в условиях постоянного напряжения σ и температуры T .

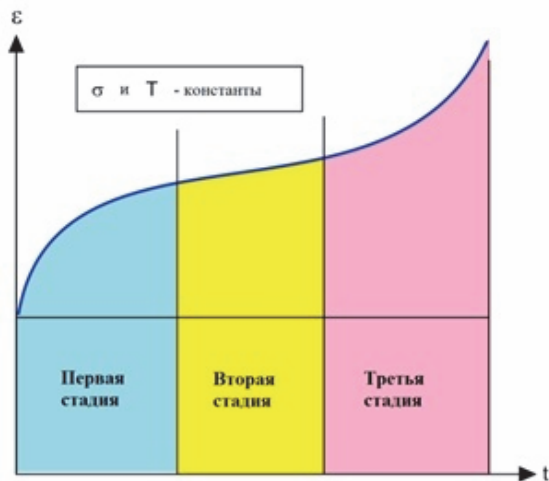


Рис. 1 – Характерный вид кривой ползучести

Единственным широко используемым методом решения краевых задач деформирования является метод конечных элементов (МКЭ) [3]. Приложение МКЭ к задачам ползучести осуществляется путем пошагового интегрирования уравнений краевой задачи. Оно затруднено высокой нелинейностью получаемых зависимостей. Стабильность и точность МКЭ в этом случае существенно зависит от выбора временного шага и метода интегрирования.

В качестве источника информации о сопротивлении ползучести используются кривые ползучести $\varepsilon = f(t, \sigma, T)$, полученные

на гладких цилиндрических образцах в условиях постоянной растягивающей нагрузки P и температуры T .

В большинстве программных комплексов, основанных на МКЭ, представлена возможность моделирования первых двух стадий ползучести (первичная и вторичная). Третья стадия обычно не подвергается расчету, поскольку подразумевает приближение разрушения.

В данной работе в качестве модели для описания явлений ползучести выбрана модифицированная временная модель с упрочнением.

$$\varepsilon_{cr} = f(t, \sigma, T, C_1, C_2, C_3, C_4),$$

где C_1, C_2, C_3, C_4 – коэффициенты.

Модифицированная временная модель ползучести с упрочнением принадлежит к методам неявной ползучести и характеризуется устойчивостью, точностью и быстротой решения.

Перед использованием какого-либо уравнения необходимо определять значения его коэффициентов, характеризующих применяемый материал. Следует отметить, что набор коэффициентов для всей области экспериментальных данных зависит не только от температуры, но и от уровня напряжений и длительности испытания. В связи с этим возникает необходимость проведения двумерной аппроксимации. Такая операция выполнима с помощью математического метода наименьших квадратов [4], основанного на минимизации суммы квадратов некоторых функций от искомым переменных

$$f_i(x) = y_i; \quad i = 1 \dots n,$$

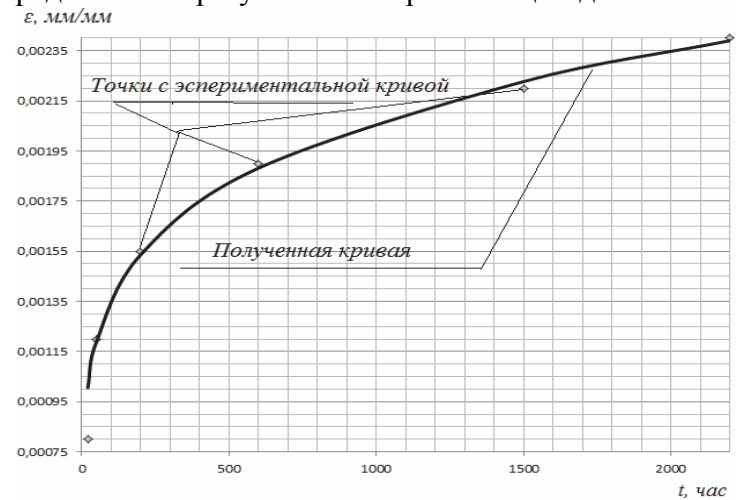
где $f_i(x)$ – некоторые функции; y_i – некоторые известные значения. Под известным значением будем понимать значение величины деформации ползучести из экспериментальной кривой.

Итак, суть метода состоит в нахождении таких значений x (в данном случае коэффициентов C_1, C_2, C_3, C_4), при которых минимизируется сумма квадратов отклонений e_i

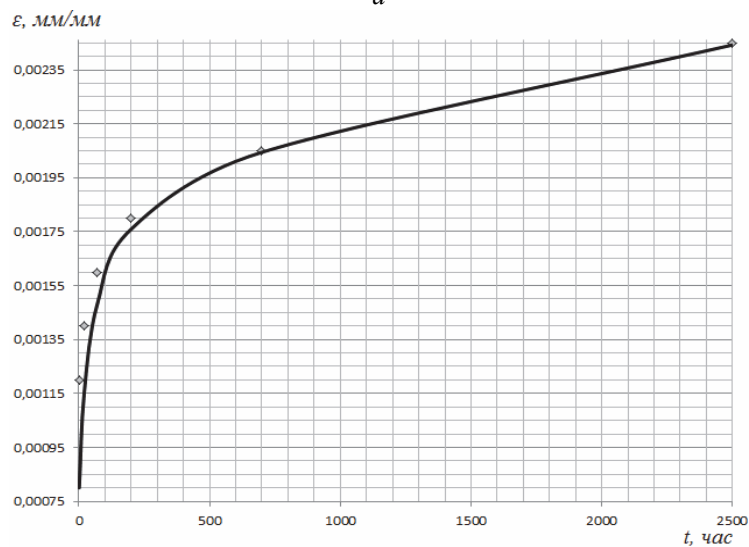
$$\sum_i e_i^2 = \sum_i (y_i - f_i(C_1, C_2, C_3, C_4))^2 \rightarrow \min_{C_1, C_2, C_3, C_4}; \quad i=1 \dots n,$$

где n – количество точек на экспериментальной кривой.

На рис. 2 представлены результаты аппроксимации для стали 20Х3МВФА.



а



б

Рис. 2 – Аппроксимация экспериментальных кривых для стали 20Х3МВФ:
а – при температуре 500 °С; б – при температуре 550 °С

На рис. 3 наглядно представлены результаты по расчету напряженного состояния замкового соединения лопаток 1-й ступени РСД т. К-500-240.

Показано, что с течением времени происходит перераспределение напряжений в конструкции замкового соединения, в частности грибка диска. Наблюдается постепенное понижение абсолютных значений сжимающих напряжений – с –81 МПа до –51 МПа, и повышение положительных растягивающих напряжений – с 300 МПа до 315,2 МПа.

Перераспределение нагрузок и напряжений также показано зонами, где напряжения превышают предел ползучести. В момент времени $t = 10000$ ч – это единичная зона у галтельного перехода верхней опорной площадки, где $\sigma_{y(\max)} = 304,5 \text{ МПа} > [\sigma_{\text{пл}}]^{10^4} = 250 \text{ МПа}$. В момент времени $t = 100000$ ч – такие зоны присутствуют у галтельных переходов всех опорных площадок, а также в отверстиях под фиксирующие штифты, где $\sigma_{y(\max)} = 315,2 \text{ МПа} > [\sigma_{\text{пл}}]^{10^5} = 120 \text{ МПа}$.

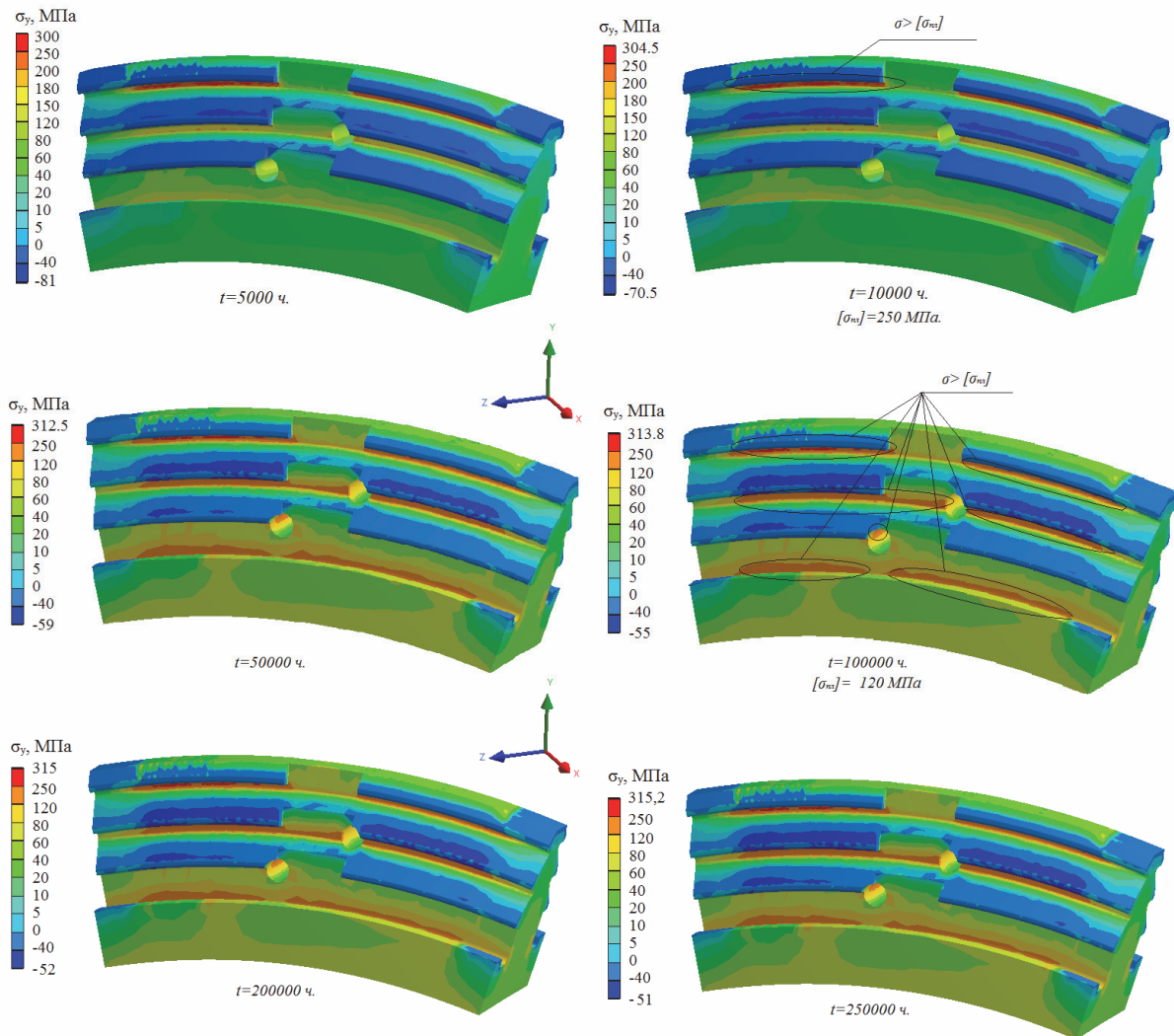


Рис. 3 – Изменение радиальных напряжений при ползучести в конструкции грибка диска 1-й ст. РСД т. К-500-240

На рис. 4 приведены результаты решения задачи определения НДС внутреннего корпуса с учетом влияния ползучести материала. Показано распределение контактных давлений на уплотнительной поверхности фланцевого разъема корпуса в различные моменты времени.

Показано, что уже при времени работы $t = 300$ ч происходит значительное перераспределение контактных давлений и, в первую очередь, на внутреннем уплотняющем пояске горизонтального разъема, что не отражается в современных документах, регламентирующих обеспечение плотности горизонтального разъема и что

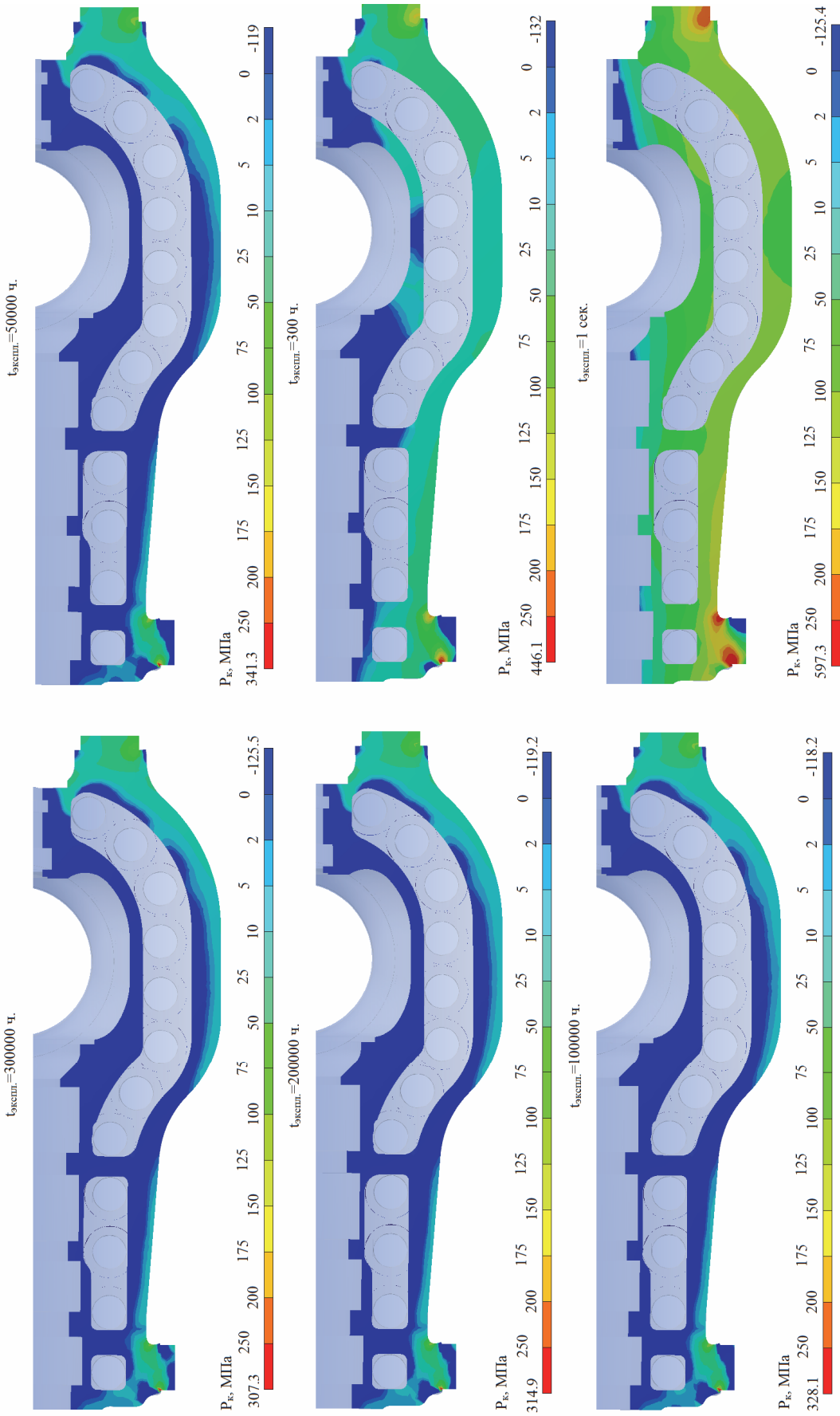


Рис. 4 – Изменение контактных давлений при ползучести во фланцевом соединении внутреннего корпуса

требует дополнительного учета. При этом, начиная со времени $t = 50000$ ч картина распределения контактных давлений не меняется.

Согласно ГОСТ 24278-91 гарантированная плотность фланцевого соединения должна обеспечиваться с момента затяжки до планового ремонта через $t = 40000$ ч, а в последнее время заказчик требует все 50000 ч. Данный факт является в определенном смысле положительным, поскольку во время планового ремонта уплотнительные поверхности уже окончательно сформированных фланцев корпуса шабруют и выбирают зазор. Таким образом, более высокая, по сравнению с фланцем, податливость шпилек и практически окончательно сформированные фланцы обеспечивают сравнительно стабильную нагрузку при деформации корпуса и удовлетворительную уплотнительную способность.

Выводы

Имеющиеся в практике случаи поломок и повреждений высоконапряженных элементов паровых турбин привели к необходимости учета влияния явлений ползучести на общее напряженно-деформированное состояние последних.

Стремительное развитие численных методик и их компьютерная реализация сделали возможным приступить к решению задач ползучести для сложных трехмерных моделей, что, в свою очередь, ведет к увеличению точности расчетов и надежности проектируемых изделий.

Представленная в данной работе технология обработки и аппроксимации экспериментальных кривых ползучести достаточно быстро позволяет получать недостающие величины коэффициентов уравнения модели ползучести.

Приведены результаты численного исследования напряженно-деформированного состояния элементов паровой турбины К-500-240 при ползучести. При рассмотрении напряженного состояния замкового соединения рабочих лопаток 1-й ступени ротора среднего давления показано, что имеют место локальные зоны напряжений, величина которых по своему численному значению оказалась выше предела ползучести материала ротора. Это, вероятно, и стало причиной появления микропустот и микротрещин, что и привели к поломке турбины с вылетом части обода диска с лопатками. Также приведены результаты решения задачи об НДС внутреннего корпуса турбины К-500-240 при ползучести. Показано, что со временем плотность уплотнительной поверхности фланцев внутреннего корпуса понижается, что в итоге приведет к «пропариванию» фланцев. Однако с момента времени $t = 50000$ ч картина распределения контактных давлений практически не меняется.

Список литературы: 1. Методические указания по расследованию причин повреждений деталей роторов паровых турбин электростанций [Текст]: РД 153-34.1-17.424-2001. – М.: ОАО «ВТИ», 2002. – 82 с. 2. *Малинин, Н. Н.* Прикладная теория пластичности и ползучести [Текст]: учеб. для вузов / Н. Н. Малинин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с. 3. *Зенкевич, О. К.* Метод конечных элементов в технике [Текст] / О. К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с. 4. *Сизиков, В. С.* Устойчивые методы обработки результатов измерений [Текст] / В. С. Сизиков. – Санкт-Петербург: Специальная литература, 1999. – 240 с.

Bibliography (transliterated): 1. *RD 153-34.1-17.424-2001. Metodicheskie ukazaniya po rassledovaniju prichin povrezhdenij detalej rotorov parovyh turbin jelektrostantsij.* Moscow: ОАО «ВТИ», 2002. Print. 2. *Malinin, N. N. Prikladnaja teorija plastichnosti i polzuchesti.* Moscow: Mashinostroenie, 1975. – 400 s. 3. *Zenkevich, O. K. Metod konechnyh jelementov v tehnikе.* Moscow: Mir, 1975. Print. 4. *Sizikov, V. S. Ustoichivye metody obrabotki rezul'tatov izmerenij.* St. Petersburg: Special'naja literatura, 1999. Print.

Поступила (received) 17.02.2014

УДК 621.165; 621.438; 621.224

М. Г. ШУЛЬЖЕНКО, д-р техн. наук, проф.; зав. від. ПМаш НАНУ, Харків;
Ю. Г. ЄФРЕМОВ, канд. техн. наук; с.н.с. ПМаш НАНУ, Харків;
В. Й. ЦИБУЛЬКО, головний конструктор ПМаш НАНУ, Харків;
О. В. ДЕПАРМА, головний електронік ПМаш НАНУ, Харків

МОБІЛЬНІ ЗАСОБИ ОЦІНКИ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ЕНЕРГЕТИЧНИХ АГРЕГАТІВ

Описано апаратні засоби мобільного багатофункціонального вимірювально-діагностичного комплексу неруйнівного контролю й оцінки технічного стану енергетичних і транспортних агрегатів тривалої експлуатації. Наведено технічні характеристики й функціональні можливості мобільних пристроїв оперативного контролю й аналізу вібростану устаткування. Наведено приклад використання розробленого мобільного комплексу при діагностуванні причин підвищеної вібрації турбоагрегату К-200-130. Результати можуть застосовуватися при рішенні завдань вібродіагностики й встановлення причин підвищеної вібрації енергетичних агрегатів.

Ключові слова: вихорострумний датчик, перетворювач, вібрація, вібраційний стан, система діагностики.

Вступ

Проблема підвищення надійності і безпеки експлуатації енергоблоків з мінімальними витратами може вирішуватися з використанням засобів і новітніх інформаційних технологій діагностування вібраційного стану з визначенням небезпечних несправностей. У відповідності з Правилами технічної експлуатації електричних станцій і мереж та ГОСТ 25364-97, ГОСТ 27165-97 необхідно контролювати вібраційний стан потужних турбоагрегатів як по параметрах вібрації опор, так і по параметрах вібрації вала. На цей час стаціонарними системами вібраційної діагностики оснащено біля 10 % всіх турбоагрегатів електростанцій України. Аналіз пошкоджуваності устаткування турбін ТЕС і ТЕЦ показує, що більша частка ушкоджень допоміжного устаткування призводить до відмови турбоустановки в цілому [1]. Використання стаціонарних систем вібродіагностики для допоміжного устаткування економічно невиправдане. Для оцінки технічного стану по вібраційних параметрах турбоагрегатів, які не оснащені стаціонарними системами вібродіагностики, а також для діагностування вібростану допоміжного устаткування доцільно використовувати мобільні вимірювально-діагностичні системи.

Аналіз дослідження, постановка задачі

Існуючі мобільні засоби мають не більш 2–4 вимірювальних каналів для оцінки параметрів коливань їх необертюваних частин [2]. У зв'язку з цим актуальним є створення мобільного багатофункціонального вимірювально-діагностичного комплексу з функціональними можливостями стаціонарної системи діагностики (багатоканальне безперервне та паралельне вимірювання вібраційних, механічних та інших величин), з можливостями вимірювання параметрів коливань обертюваних частин (роторів) в доступних місцях та оцінки наявності найбільше небезпечних несправностей агрегатів.

Матеріали дослідження

У створених в ПМаш НАН України стаціонарних системах діагностування вібростану ТА, що в цей час експлуатуються на ТЕЦ і ТЕС України, для вимірювання параметрів вібрації роторів та опор, частоти обертання й формування синхромітки переміщення використовуються вихорострумні датчики із частотно-модульованим

© М.Г. Шульженко, Ю.Г. Єфремов, В.Й. Цибулько, О.В. Депарма, 2014

(ЧМ) вихідним сигналом власної розробки [3–6]. Для мобільного комплексу необхідно було зменшити розмір цих датчиків.

Зменшення габаритів датчиків призводить до зменшення розмірів їх чутливих елементів, що впливає на характеристики датчиків. Тому необхідно було підібрати сучасні електронні компоненти для їх розміщення у нових малогабаритних корпусах датчиків, знайти оптимальний розмір чутливих елементів та створити для цих датчиків функціональні перетворювачі.

На базі створених раніше вихорострумових датчиків переміщення (вібропереміщення) роторів та віброшвидкості необертюваних частин розроблено вихорострумові датчики різних типорозмірів для багатофункціонального вимірювально-діагностичного комплексу (рис. 1). Для визначення просторового положення об'єкта відносно горизонту розроблено вихорострумовий датчик уклону поверхні (інклінометр). Датчик використовується у системах вібраційної діагностики для визначення перекосів підшипника (рис. 2).

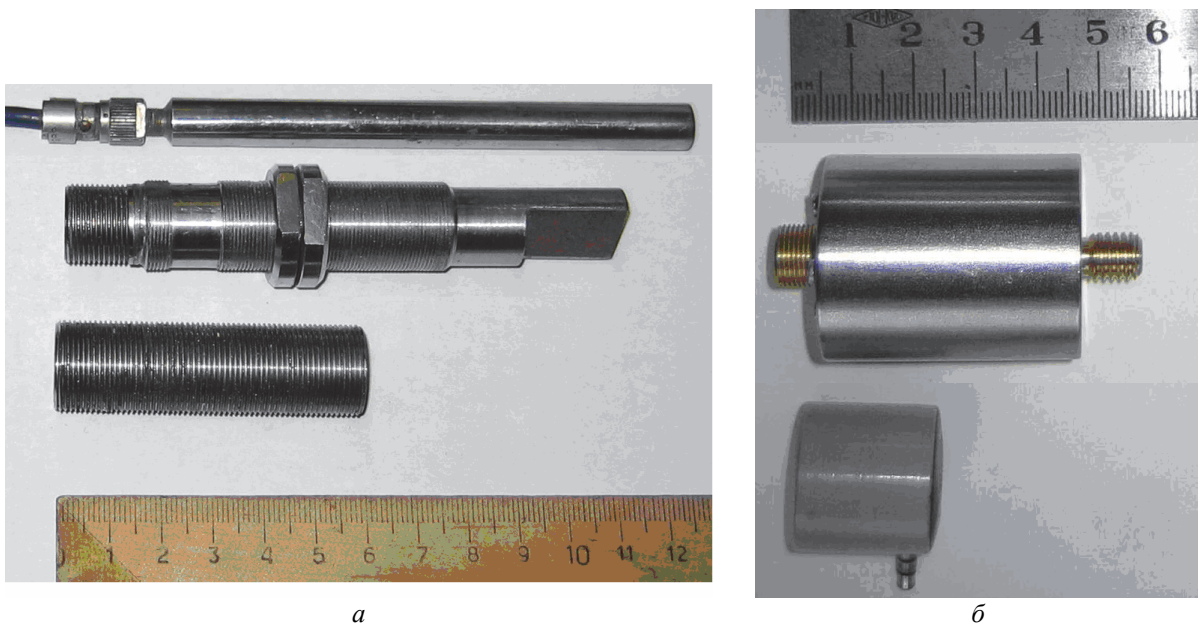


Рис. 1 – Вихорострумові датчики для використання у мобільному комплексі:
а – переміщення, вібропереміщення обертових частин;
б – віброшвидкості необертюваних частин

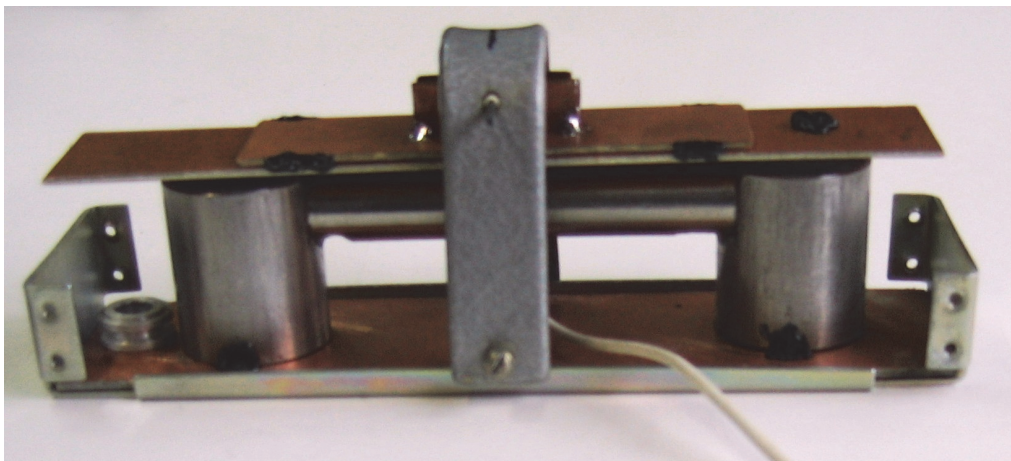


Рис. 2 – Зовнішній вигляд датчика уклону поверхні

Датчики містять вимірювальну котушку індуктивності, автогенератор, перетворювач частоти, опорний генератор, котушку індуктивності автогенератора та нерухливий струмопровідний елемент.

Створені датчики є перешкодостійкими до впливу електромагнітних полів і не вимагають настроювання на метал об'єкта, на тип і довжину кабелю, лінії зв'язку й не чутливі до впливу бічного металу [5, 6].

Для введення в комп'ютер частотно-модульованого сигналу, отриманого з датчика, необхідно його перетворити частотним детектором у напругу. Це робиться створеними функціональними перетворювачами.

Функціональний перетворювач включає наступні модулі, які зібрані на мікросхемах з навісними елементами й відповідними зв'язками:

- вхідний пристрій (ВП) забезпечує подачу електроживлення на датчик; сигналізацію про несправності й блокування лінії зв'язку; посилення й обмеження ЧМ-сигналу датчика й перетворення його в послідовність імпульсів, що подається на частотний детектор (ЧД);

- перетворювач частота-напруга (частотний детектор – ЧД) перетворює послідовність імпульсів (ЧМ сигнал) в амплітудно-модульований (АМ) сигнал, пропорційний вимірювальній величині;

- модуль нормування, що забезпечує нормування в сигнал, пропорційний вимірювальній величині.

Для підключення функціональних перетворювачів до модуля АЦП використовується крос-плата. Крос-плата дозволяє підключати 6 функціональних перетворювачів, оптичний датчик синхромітки та 6 аналогових сигналів. Зв'язок пристроїв автоматики, що мають промисловий інтерфейс RS-485, з ноутбуком мобільного комплексу забезпечує створений адаптер USB-RS485. Для багатоканального вводу, виводу й обробки аналогової й цифрової інформації в складі мобільного комплексу на базі ноутбука використовується програмно-апаратний пристрій з USB-інтерфейсом-модуль E-440 (виробництва L-Card, Росія).

Мобільний комплекс складається з:

- комплексу технічних засобів вимірювання переміщення та вібрації обертових та необертових частин обладнання;

- комплексу технічних засобів прийому, цифрової обробки, аналізу, відображення й зберігання даних;

- інформаційно-діагностичного комплексу (математичне й програмно-методичне забезпечення).

Розроблений мобільний комплекс (рис. 3) забезпечує виконання наступних завдань:

- контроль і аналіз вібраційного стану енергетичного обладнання відповідно до вимог діючих стандартів і правил [7–9];

- попередження про розвиток аварійної ситуації шляхом виявлення дефектів на ранній стадії їхньої появи й розвитку;

- виявлення причин зміни вібраційного стану енергетичного обладнання й діагностування конкретних дефектів (несправностей), що вимагають прийняття оперативних дій персоналом;

- забезпечення віброналадки;

- оцінка якості експлуатації й ремонту при порівнянні пускових амплітудно-частотних характеристик з еталонними вибіговими характеристиками.

Функціонально комплекс забезпечує:

- безперервне паралельне синхронне з обертанням валопроводу опитування (приймання сигналів) датчиків вібрації з періодом не більшим, ніж 10^{-4} с;
- комплексну обробку сигналів і одержання необхідних параметрів вібрації роторів валопроводу й опор підшипників по всіх вимірювальних каналах у реальному часі;
- контроль за змінами вібраційних і технологічних параметрів і накопичення баз даних про їх зміни й взаємозв'язки для алгоритмізації й організації експертної оцінки вібраційного стану турбоагрегата (ТА) й прогнозування його розвитку;
- сигналізацію про досягнення значеннями параметрів вібрації тривожного рівня;
- гармонічний, субгармонічний і спектральний аналіз сигналів вібрації й контроль за змінами їх складових (амплітуд і фаз);
- формування й протоколювання тимчасових трендів по параметрах вібрації і їх складових, у тому числі й відповідно до вимог діючих стандартів і правил [7–9];

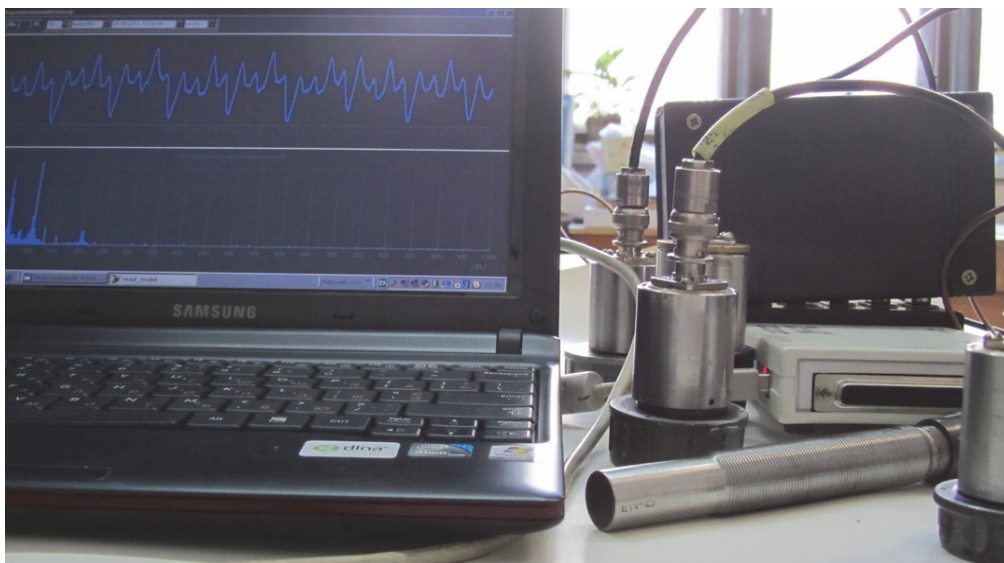


Рис. 3 – Мобільний комплекс на базі нетбука



Рис. 4 – Мобільні пристрої:
а – тахометр; б – віброметр із полосовим спектроаналізатором;
в – пристрій визначення місця дисбалансу жорстких роторів

- архівування всіх отриманих і обчислених даних для детального аналізу причин зміни вібростану в діалоговому режимі й виявлення характерних ознак;
- порівняння сформованих баз даних вібраційних параметрів з нормативними значеннями;
- візуалізація параметрів вібрації і їх змін у вигляді графіків, діаграм, спектрів, таблиць, орбітальних траєкторій руху шийок роторів у радіальній площині підшипників і фазових годографів віброшвидкості опор підшипників і вібропереміщень шийок роторів та інших.

Апаратні засоби комплексу забезпечують:

- вимірювання відносних радіальних вібропереміщень шийок роторів валопроводу у двох ортогональних напрямках підшипника у діапазоні частот 5–500 Гц і амплітуд 10–500 мкм;
- вимірювання вібрації опор підшипників у двох-трьох взаємно перпендикулярних напрямках в діапазоні частот не менших, ніж 3–1000 Гц з амплітудою віброшвидкості 0,5–16 мм/с;
- вимірювання відносних осьових переміщень валопроводу в діапазоні ± 2 мм і вібропереміщень у діапазоні частот 0–500 Гц з амплітудою 10–250 мкм;
- вимірювання переміщень об'єкта в діапазоні 0–100 мм;
- формування помітки імпульсних сигналів для синхронізації вимірювання сигналів вібрації з обертанням валопроводу та вимірювання частоти обертання.

Похибка вимірювання параметрів вібрації не перевищує 5 % на базовій частоті.

Мобільний комплекс допускає приймання сигналів від штатних систем технологічного й вібраційного контролю як по цифровим інтерфейсам, так і по аналоговим каналам.

На базі мікропроцесора типу *Atmega* та датчика вібрації з напівпровідниковою мікроелектромеханічною системою (ДВК-хЕМ) розроблено мобільні пристрої (рис. 4) вимірювання частоти обертання (тахометр), загального рівня й спектрального складу вібрації (віброметр) та визначення місця дисбалансу жорстких роторів (пристрій балансування). Електроживлення пристроїв автономне, від акумулятора. Вага датчика не більше 40 г, вимірювального блоку – не більше 250 г.

Тахометр дозволяє вимірювати швидкість обертання частин механізмів і машин оптичним способом. Діапазон вимірювання від 20 до 60000 об/хв (від 0,3 до 1 кГц). Вимірювання інтервалів часу здійснюється між фотомітками, нанесеними на поверхню об'єкта, або по контрастних елементах рухомих частин механізмів. Результат вимірювання відображається на 4-х розрядному світлодіодному індикаторі у форматі *RPM (revolutions per minute – обертів у хвилину)* або *RPS (revolutions per second – обертів у секунду, частота)*. Настроювання параметрів (колір мітки, інтенсивність випромінювання, поріг чутливості й подільник) дозволяє адаптувати тахометр до певних умов експлуатації.

Віброметр дозволяє оперативно оцінити вібраційний стан агрегату шляхом вимірювання загального рівня й спектрального складу вібрації. Діапазон вимірювання СКЗ віброшвидкості 0,5–50,0 мм/с з дискретністю 0,1 мм/с у смузі частот 10–1000 Гц. Очікувана зведена похибка вимірювання СКЗ віброшвидкості на базовій частоті 160 Гц у межах 5 %, в діапазоні частот 20–800 Гц – у межах 10 %, на краях частотного діапазону – не більше 20 %.

Портативний пристрій визначення амплітуди й фази обертової складової вібросигналу нерівноваженості ротора забезпечує вимірювання амплітуди обертової складової вібросигналу в діапазоні від 10 до 999 мкм з дискретністю індикації 1 мкм,

фази у діапазоні $0-360^\circ$ з дискретністю індикації 1° і частоти обертання у діапазоні $5,0-50,0$ Гц ($300-3000$ об/хв). Мобільні пристрої пройшли досліду експлуатацію на декількох електростанціях України і інших промислових підприємствах та використовуються персоналом для оперативного контролю та аналізу вібростану турбоагрегатів та іншого обладнання.

Результати дослідження

З використанням розробленого мобільного комплексу проведено вібродослідження турбоагрегатів на декількох ТЕС України. В якості прикладу наведено осцилограми вібропереміщення вала та їх спектральні характеристики (рис. 5), а також траекторія руху шийки вала у розточці підшипника (рис. 6), що отримано за допомогою мобільного комплексу. Розроблено рекомендації зі зниження рівня вібрації в підшипниках. Результати роботи використано при проведенні регламентних робіт на турбіні з метою підвищення надійності динамічної роботи агрегату К-200-130 ЛМЗ.

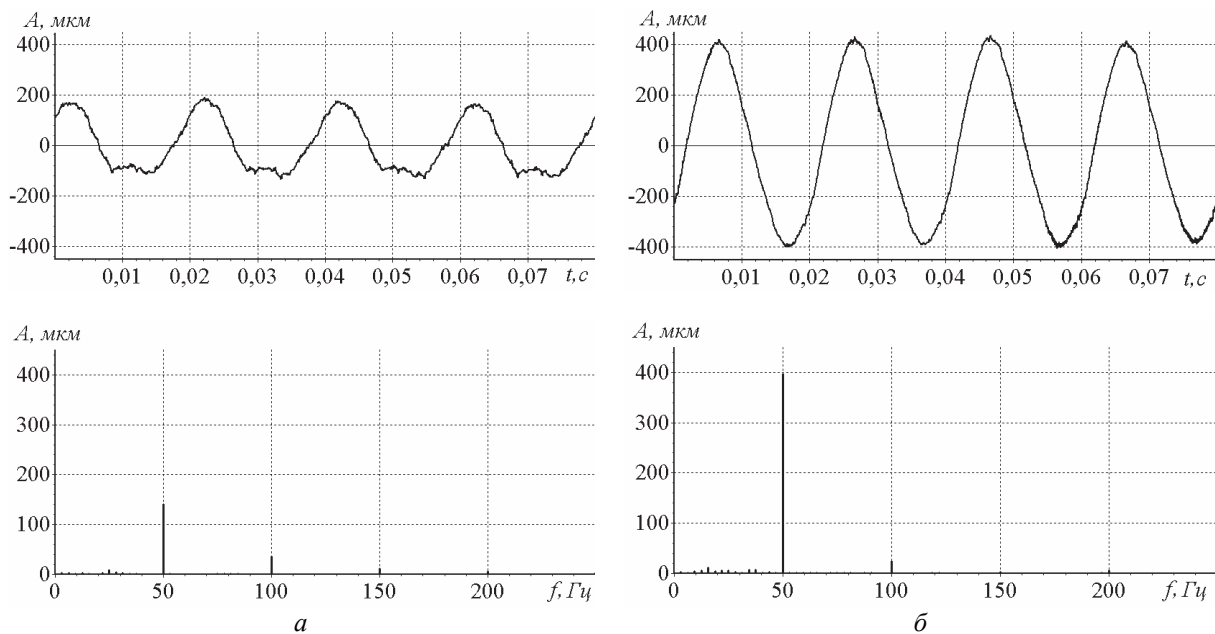


Рис. 5 – Вібропереміщення вала (опора № 1) та їх спектральні характеристики:
 a – вертикальна; $б$ – поперечна

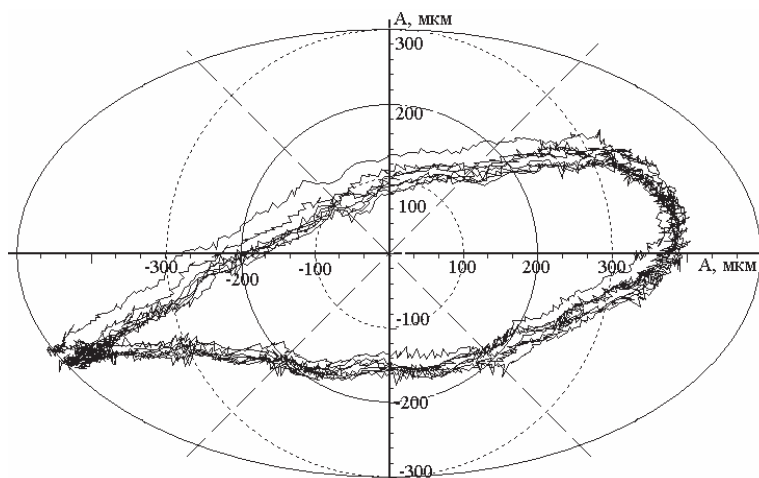


Рис. 6 – Траекторія відносного руху центра вала у розточці підшипника (опора № 1)

Висновки

Створені мобільні засоби вимірювання переміщення, вібропереміщення обертових частин обладнання, віброшвидкості необертових частин обладнання, частоти обертання задовольняють вимогам діючих стандартів і правил [7–9] та використані у мобільному багатофункціональному вимірювально-діагностичному комплексі неруйнівного контролю й оцінки технічного стану енергетичних і транспортних агрегатів тривалої експлуатації. Проведено вібродослідження турбоагрегатів для оцінки їх вібростану й встановлення причин підвищеної вібрації. Результати досліджень будуть використані при створенні експертної системи для мобільного вимірювально-діагностичного комплексу. Описані засоби можуть використовуватися як автономні вимірювальні засоби, так і в складі мобільних та стаціонарних комплексів при діагностуванні вібраційного стану агрегатів.

Список літератури: 1. Плотник, П. Н. Анализ повреждаемости оборудования турбин ТЭС [Текст] / П. Н. Плотник, Б. Е. Мурманский, А. С. Руденко // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: сб. трудов Междунар. науч.-техн. конф. – Харьков, 2000. – С. 327–333. 2. Гольдин, А. С. Вибрация роторных машин [Текст] / А. С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 2000. – 344 с. 3. Шульженко, Н. Г. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований) [Текст]: моногр. / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Б. Ф. Зайцев. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. – 370 с. – Напечатано в России. – ISBN 978-3-8465-1493-1. 4. Шульженко, Н. Г. Средства вибродиагностики, оценки термочности и ресурса энергетического и транспортного оборудования [Текст] / Н. Г. Шульженко, Ю. Г. Ефремов, П. П. Гонтаровский // Вибрация машин: измерение, снижение, защита. – Донецк: ДонГТУ, 2012. – № 3(30). – С. 40–43. – ISSN 1816-1219. 5. Помехоустойчивые измерители вибрации [Текст] / Н. Г. Шульженко, Л. Д. Метелев, В. И. Цыбулько, А. И. Чугреев, Ю. Н. Гуров, Ю. Г. Ефремов // Вибрация машин: измерение, снижение защита: материалы 2-й Междунар. науч.-техн. конф. – Донецк: ДонНТУ, 2004. – С. 35–39. 6. Помехоустойчивые измерители вибрации и их применение в динамике машин [Текст] / Н. Г. Шульженко, Л. Д. Метелев, В. И. Цыбулько, Ю. Г. Ефремов // Вибрации в технике и технологиях. – 2005. – № 2(40). – С. 104–107. 7. Технічна експлуатація електричних станцій і мереж. Правила [Текст] / ОЕП «Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики». – Київ, 2003. – 597 с. 8. ГОСТ 25364-97. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений. – Взамен ГОСТ 25364-88; введ. 1999-07-01. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1998. – 6 с. 9. ГОСТ 27165-97. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений. – Взамен ГОСТ 27165-86; введ. 1999-07-01. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1998. – 8 с.

Bibliography (transliterated): 1. Plotnik, P. N., B. E. Murmanskij and A.S. Rudenko. "Analiz povrezhdaemosti oborudovaniya turbin TJeS." *Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovaniya: sb. trudov Mezhdunar. nauch-tehn. konf.* Kharkov, 2000. 327–333. Print. 2. Gol'din, A. S. *Vibracija rotornyh mashin.* Moscow: Mashinostroenie, 2000. Print. 3. Shul'zhenko, N. G., P. P. Gontarovskij and B. F. Zajcev. *Zadachi termoprochnosti, vibrodiagnostiki i resursa jenergoagregatov (modeli, metody, rezul'taty issledovanij).* Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. ISBN 978-3-8465-1493-1. Print. 4. Shul'zhenko, N. G., Ju. G. Efremov and P. P. Gontarovskij. "Sredstva vibrodiagnostiki, ocenki termoprochnosti i resursa jenergeticheskogo i transportnogo oborudovaniya." *Vibracija mashin: izmerenie, snizhenie, zashhita.* No. 3(30). Doneck: DonGTU, 2012. 40–43. ISSN 1816-1219. Print. 5. Shul'zhenko, N. G., et al. "Pomehoustojchivye izmeriteli vibracii." *Vibracija mashin: izmerenie, snizhenie zashhita: materialy 2-j Mezhdunar. nauch.-tehn. konf.* Doneck: DonNTU, 2004. 35–39. Print. 6. Shul'zhenko, N. G., et al. "Pomehoustojchivye izmeriteli vibracii i ih primenenie v dinamike mashin." *Vibracii v tehnikе i tehnologijah* 2(40) (2005): 104–107. Print. 7. "Tehnichna ekspluatacija elektrychnyh stancij i merezh. Pravyla." *OEP "Galuzevyj rezervno-investycijnyj fond rozvytku energetyky".* Kiev, 2003. Print. 8. *GOST 25364-97. Agregaty paroturbinnye stacionarnye. Normy vibracii opor valoprovodov i obshhie trebovaniya k provedeniju izmerenij.* Moscow: IPK Izd-vo standartov, 1998. Print. 9. *GOST 27165-97. Agregaty paroturbinnye stacionarnye. Normy vibracii valoprovodov i obshhie trebovaniya k provedeniju izmerenij.* Moscow: IPK Izd-vo standartov, 1998. Print.

Поступила (received) 11.02.2014

УДК 539.3:621.165

Н. Г. ШУЛЬЖЕНКО, д-р техн. наук., проф.; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;
П. П. ГОНТАРОВСКИЙ, канд. техн. наук, с.н.с.; с.н.с. ИПМаш НАНУ,
Харьков;
Т. В. ПРОТАСОВА, канд. техн. наук; м.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков

ВЛИЯНИЕ ОКРУЖНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА НА НЕОСЕСИММЕТРИЧНОЕ ДЕФОРМИРОВАНИЕ РОТОРА ТУРБИНЫ

Оценена возможность необратимого деформирования роторов вследствие окружной неравномерности предела текучести. Численные исследования выполнены на основе метода конечных элементов в сочетании с разложением решений в окружном направлении в ряды Фурье. Показано, что с превышением номинальной частоты вращения появляющиеся местные пластические деформации вызывают значительный прогиб ротора при окружной неравномерности предела текучести материала.

Ключевые слова: ротор паровой турбины, окружная неравномерность свойств материала, неосесимметричное деформирование, прогиб ротора, полуаналитический метод конечных элементов.

Введение. В мировой практике известны случаи повреждения роторов вследствие прогиба вала при превышении частоты вращения. По причине угона ротора из-за отказа системы защиты агрегата произошла авария на Ермаковской станции (1972 г.) [1], при разгонных испытаниях на Омской ТЭЦ-2 (1995 г.), Барнаульской ТЭЦ-3 (1996 г.) и Назаровской ГРЭС (1996 г.) произошли аварии, хотя срок эксплуатации машин был далек от исчерпания ресурса [2]. Это указывает на зарождения дефектов в предшествующий период эксплуатации и быстрое их развитие при превышении частоты вращения [3].

Испытания собранных роторов проводятся на разгонно-балансировочном стенде типа «Шенк» при повышенной частоте вращения (разгон), на 20 % превышающей номинальную (3000 об/мин) с целью обеспечения надежности эксплуатации турбоагрегата. Некоторые европейские производители (Германия, Швейцария) испытывают роторы с превышением скорости на 25 %, североамериканские – на (10–15) % [4]. При работе турбины (внезапный сброс нагрузки) частота вращения может возрасти на (10–15) %, а в аварийных случаях вследствие несвоевременного срабатывания противоугонных устройств (автоматов безопасности) превысить испытательное число оборотов. Расчетами показано, что частота вращения около 4100 об/мин является разрушающей для элементов ротора ЦНД турбины К-220-44 ХТГЗ [3].

Причины появления прогибов роторов условно можно разделить на конструкционные, связанные со свойствами материалов, и технологические, связанные с нарушениями эксплуатационного характера. Первая группа причин вызывает прогибы, обусловленные ползучестью или достижением в ряде случаев эксплуатационными напряжениями предела текучести [5]. Это предположение основывается на окружной неравномерности физико-механических свойств поковки ротора [6, 7], которая проявляется в различных значениях предела текучести по сечению вала. При увеличении частоты вращения сверх допустимой напряжения на части окружности достигают предела текучести, и возникает остаточный прогиб ротора, что отрицательно сказывается на ресурсе турбоагрегата.

Цель и методика исследования. В данной работе расчетным путем оценивается влияние местных упруго-пластических деформаций, возникающих при превышении номинальной частоты вращения вследствие окружной неравномерности свойств текучести, на прогибы двухпоточного сварного ротора ЦНД турбины К-220-44 ХТГЗ.

Для численного расчета прогибов роторов по трехмерной модели в цилиндрической системе координат с учетом окружной неравномерности свойств материала разработана методика [8, 9], основывающаяся на использовании полуаналитического метода конечных элементов. При этом меридиональное сечение конструкции разбивается на конечные элементы, а в окружном направлении решение описывается отрезком ряда Фурье. Последнее позволяет значительно сократить время выполнения расчетов и реализовать исследования за приемлемый промежуток времени по сравнению с решением задачи с помощью трехмерных конечных элементов. Учитываются упругопластические деформации материала, которые описываются по теории течения с изотропным упрочнением.

Изменение предела текучести в окружном направлении аппроксимируется с помощью тригонометрических функций. Оно определяется по максимальному и минимальному значениям предела текучести материала, которые наблюдаются на диаметрально противоположных сторонах ротора. В соответствии с этим изменение пластических свойств материала в окружном направлении задается в виде

$$\sigma_i(\varepsilon_i^P, \theta) = \sigma_i(\varepsilon_i^P) (1 + k \cos \theta),$$

где σ_i – интенсивность напряжений в диаграмме деформирования материала при отсутствии окружной неравномерности свойств; k – коэффициент окружной неравномерности свойств.

Условия изготовления роторов (или поковок) не позволяют обеспечить абсолютную равномерность их физических и механических свойств; допустимая неравномерность свойств оговаривается техническими условиями. У высококачественных роторов японских турбостроительных фирм неравномерность механических свойств металла, характеризующих упругопластическое деформирование, достигает 2 % [10]. Неравномерность механических свойств материала можно оценить по результатам контрольно-приемочных испытаний поковок роторов. Из них следует, что максимальная разность пределов текучести для двух диаметрально противоположных образцов достигает 20 МПа, а иногда и 30 МПа [11]. В этих случаях коэффициент окружной неравномерности k принимает значения 0,02 и 0,03, что соответствует отношению максимального предела текучести к минимальному

$$\delta = \frac{\sigma_{0.2}^{\max}}{\sigma_{0.2}^{\min}} = \frac{\sigma_{0.2}(0)}{\sigma_{0.2}(\pi)}, \text{ равному } 1,02 \text{ и } 1,03 \text{ соответственно.}$$

Расчетные исследования прогибов ротора выполнены для заданных коэффициентов окружной неравномерности свойств материала и прослеживались до превышения частоты вращения на 40 %. Меридиональное сечение рассчитываемой симметричной части ротора показано на рис. 1. Анализ сходимости результатов показал, что при решении упругопластической задачи достаточно ограничиться четырьмя гармоническими составляющими в разложении компонент решения в окружном направлении.

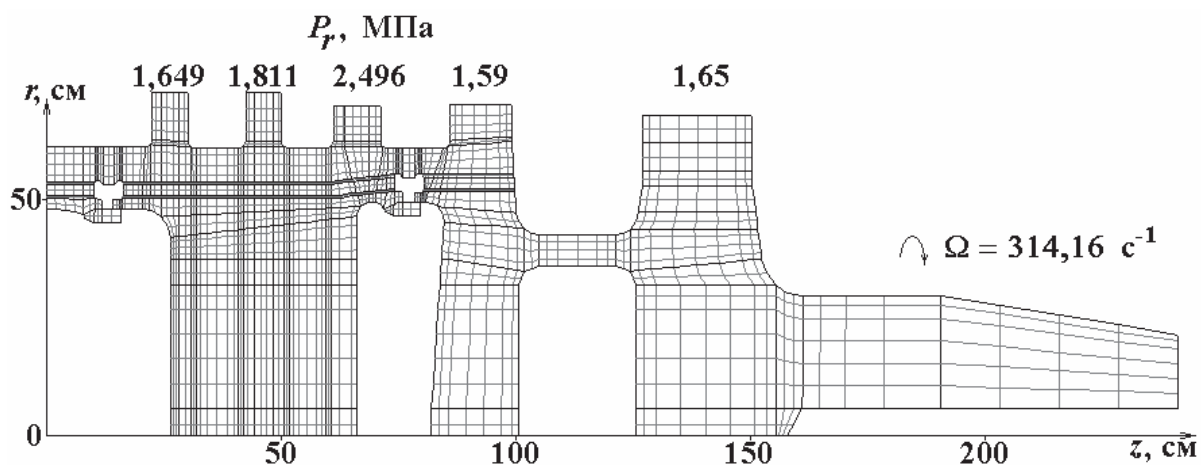


Рис. 1 – Расчетная схема сварного ротора ЦНД турбины К-220-44

В таблице приводятся полученные максимальные значения интенсивности пластических деформаций ε_i^P , имевшие место в пятой ступени, в плоскости с минимальным пределом текучести ($\theta = \pi$), и максимальный прогиб u^{\max} ротора в плоскости симметрии при разной частоте вращения ω (об/мин).

Таблица

Максимальные уровни пластических деформаций ε_i^P и максимальный прогиб u^{\max} ротора

Неравно- мерность	$\omega = 3300$		$\omega = 3450$		$\omega = 3600$		$\omega = 3750$		$\omega = 3900$		$\omega = 4200$	
	ε_i^P , %	u^{\max} , мм	ε_i^P , %	u^{\max} , мм	ε_i^P , %	u^{\max} , мм	ε_i^P , %	u^{\max} , мм	ε_i^P , %	u^{\max} , мм	ε_i^P , %	u^{\max} , мм
$k = 0,02$	0	0	0,026	0,001	0,050	0,006	0,081	0,037	0,136	0,068	0,359	0,358
$k = 0,03$	0,001	0	0,028	0,002	0,051	0,011	0,084	0,058	0,138	0,107	0,363	0,535

Расчетные исследования показывают, что заметные упругопластические деформации в роторе появляются уже при превышении номинальной частоты вращения на 15 % (до 3450 об/мин), что может иметь место при эксплуатации турбины. При частоте вращения 3600 об/мин в случае окружной неравномерности предела текучести 3 % прогиб ротора достигает 0,011 мм. Даже при относительно небольшой окружной неравномерности предела текучести 2 % и при увеличении номинальной частоты вращения на 25 % (до 3750 об/мин) может также возникнуть значительный прогиб ротора 0,037 мм, создающий силы небаланса на рабочей частоте вращения, превышающие вес ротора. Максимальные пластические деформации в роторе при этом составляют лишь 0,081 %. В случае отсутствия окружной неравномерности предела текучести пластические деформации являются осесимметричными и не вызывают рассматриваемых прогибов роторов. Распределение интенсивности пластических деформаций в меридиональном сечении ротора при $k = 0,03$ и превышении рабочего числа оборотов на 20 % (3600 об/мин) показано на рис. 2 для плоскостей с максимальным ($\theta = 0$) и минимальным ($\theta = \pi$) значением предела текучести.

На рис. 3 приводится зависимость максимального прогиба ротора от частоты вращения для разных значений коэффициента окружной неравномерности предела текучести. Изгиб ротора возрастает с увеличением неравномерности свойств материала в окружном направлении и с увеличением частоты вращения ротора при угоне.

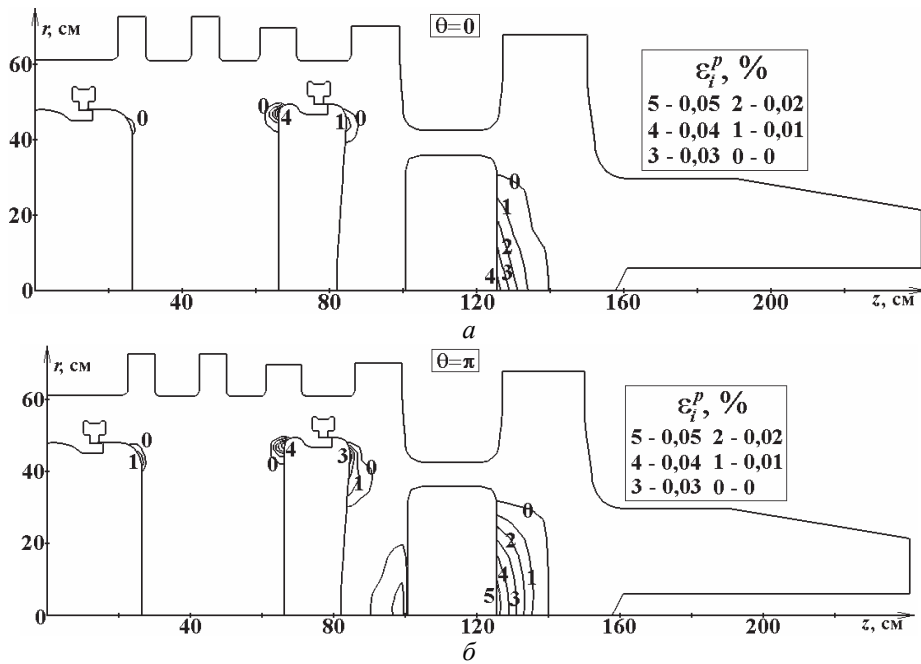


Рис. 2 – Изолинии интенсивности пластических деформаций ε_i^p в меридиональных плоскостях $\theta = 0$ а и $\theta = \pi$ б при частоте вращения ротора 3600 об/мин

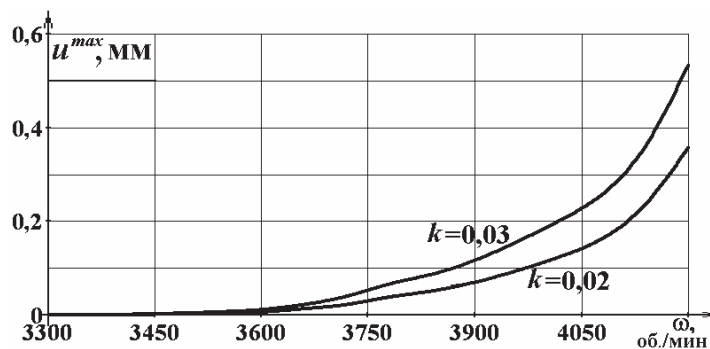


Рис. 3 – Зависимость максимального прогиба при угоне ротора с различной окружной неравномерностью предела текучести

Выводы. Исследовано НДС ротора ЦНД турбины К-220-44 по трехмерной модели с учетом окружной неравномерности пластических свойств материала и увеличении внешних нагрузок от центробежных сил. Показано, что местные упруго-пластические деформации, возникающие при неравномерности предела текучести в окружном направлении 2 % и превышении номинальной частоты вращения на 25 %, вызывают значительный изгиб ротора ЦНД паровой турбины К-220-44, равный 0,037 мм. Проведенные численные исследования и представленные фрагменты результатов свидетельствуют о возможности необратимого деформирования роторов вследствие окружной неравномерности пластических свойств материала, что может быть одной из причин прогибов роторов, обнаруженных при обследованиях работавших турбоагрегатов.

Полученные результаты позволяют оценить предельные значения неравномерности свойств материала, приводящих к остаточным прогибам роторов в процессе эксплуатации и могут быть использованы для решения вопросов нормирования окружной неравномерности свойств материала поковок роторов.

Список литературы: 1. Шатохин, В. Ф. Разработка системы предотвращения катастроф агрегатов. Часть 1. Анализ катастрофических аварий и постановка задачи [Текст] / В. Ф. Шатохин, С. Д. Циммерман // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 10 (26). – С. 19–31. 2. Электронный автомат безопасности как элемент защиты турбоагрегатов [Текст] / Н. З. Беликова, О. А. Юланов, В. М. Гладченко, В. В. Леснов, А. В. Гладченко // *Электрические станции*. – № 5. – 2005. – С. 40–47. 3. Оценка разрушающего числа оборотов ротора турбоагрегата АЭС / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Ю. И. Матюхин, Н. Н. Гришин // *Проблемы машиностроения*. – 2004. – Т. 7, № 1. – С. 55–60. 4. *Кашарский, Э. Г.* Потери и нагрев в массивных роторах синхронных машин [Текст] / Э. Г. Кашарский, Н. В. Чемоданова, А. С. Шапиро. – Л.: Наука, 1968. – 200 с. 5. Повышение технического уровня паровых турбин при внедрении систем принудительного парового охлаждения роторов [Текст] / В. С. Шаргородский, Л. А. Хоменок, С. Ш. Розенберг, А. Н. Коваленко // *Электрические станции*. – 1999. – № 1. – С. 30–36. 6. *Розенблюм, В. И.* Приближенный анализ искривления вращающихся валов, обусловленного ползучестью [Текст] / В. И. Розенблюм // *Сб. ЛГУ*. – 1971. – № 8. – С. 30–36. 7. *Авраменко, С. А.* Ползучесть роторов паровых турбин в условиях электростанций [Текст] / С. А. Авраменко, Н. Н. Виноградов, В. И. Розенблюм // *Энергомашиностроение*. – 1975. – № 1. – С. 30–31. 8. *Шульженко, Н. Г.* Задачи термостойкости, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): моногр. [Текст] / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Б. Ф. Зайцев. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. – 370 с. – Напечатано в России. – ISBN 978-3-8465-1493-1. 9. *Шульженко, Н. Г.* Применение полуаналитического метода конечных элементов для решения трехмерных задач термомеханики в цилиндрических координатах [Текст] / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Т. В. Протасова // *Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць*. – Х.: НТУ «ХПІ», 2004. – № 20. – С. 151–160. 10. Обеспечение прочности и ресурса энергооборудования – важнейшее направление исследований и разработок ОАО «НПО ЦКТИ им. И. И. Ползунова» [Текст] / Ю. К. Петреня, А. В. Судаков, Л. А. Хоменок, С. Н. Гаврилов, И. А. Данюшевский, А. И. Левченко, Е. Ю. Нефедьев, Л. Л. Смелков, А. С. Солдатов // *Надежность и безопасность энергетики*. – № 1. – 2008. – С. 14–19. 11. *Шульженко, Н. Г.* Неосесимметричное деформирование высокотемпературных роторов паровых турбин при окружной неоднородности свойств ползучести материала [Текст] / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Т. В. Протасова // *Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць*. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 55. – С. 179–186. – ISSN 2078-9130.

Bibliography (transliterated): 1. Shatohin, V. F., and S. D. Cimmerman. "Razrabotka sistemy predotvrashhenija katastrof agregatov. Chast' 1. Analiz katastroficheskikh avarij i postanovka zadachi." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnik i tehnologija* 10 (26) (2005): 19–31. Print. 2. Belikova, N. Z., et al. "Jelektronnyj avtomat bezopasnosti kak jelement zashhity turboagregatov." *Jelektricheskie stancii* 5 (2005): 40–47. Print. 3. Shul'zhenko, N. G., et al. "Ocenka razrushajushhego chisla oborotov rotora turboagregata AJeS." *Problemy mashinostroenija* 7.1 (2004): 55–60. Print. 4. Kasharskij, Je. G., N. V. Chemodanova and A. S. Shapiro. *Poteri i nagrev v massivnyh rotorah sinhronnyh mashin*. Leningrad: Nauka, 1968. Print. 5. Shargorodskij, V. S., et al. "Povyshenie tehničeskogo urovnja parovyh turbin pri vnedrenii sistem prinuditel'nogo parovogo ohlazhdenija rotorov." *Jelektricheskie stancii* 1 (1999): 30–36. Print. 6. Rozenbljum, V. I. "Priblizhennyj analiz iskrivlenija vrashhajushhihsja valov, obuslovlennogo polzuchest'ju." *Sb. LGU* 8 (1971): 30–36. Print. 7. Avramenko, S. A., N. N. Vinogradov and V. I. Rozenbljum. "Polzuchest' rotorov parovyh turbin v uslovijah jelektrostancij." *Jenergomashinostroenie* 1 (1975): 30–31. Print. 8. Shul'zhenko, N. G., P. P. Gontarovskij and B. F. Zajcev. *Zadachi termoprochnosti, vibrodiagnostiki i resursa jenergoagregatov (modeli, metody, rezul'taty issledovanij)*. Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. ISBN 978-3-8465-1493-1. Print. 9. Shul'zhenko, N. G., P. P. Gontarovskij and T. V. Protasova. "Primenenie poluanaliticheskogo metoda konechnyh jelementov dlja reshenija trehmernyh zadach termomehaniki v cilindricheskikh koordinatah." *Dynamika i micnist' mashyn. Visnyk NTU "HPI"*. No. 20. Kharkiv: NTU "HPI", 2004. 151–160. Print. 10. Petrenja, Ju. K., et al. "Obespechenie prochnosti i resursa jenergooborudovanija – vazhnejshee napravlenie issledovanij i razrabotok ОАО "NPO CKTI im. I.I. Polzunova." *Nadezhnost' i bezopasnost' jenergetiki* 1 (2008): 14–19. Print. 11. Shul'zhenko, N. G., P. P. Gontarovskij and T. V. Protasova. "Neosesimmetrichnoe deformirovanie vysokotemperaturnyh rotorov parovyh turbin pri okružnoj neodnorodnosti svojstv polzuchesti materiala." *Dynamika i micnist' mashyn. Visnyk NTU "HPI"*. No. 55. Kharkiv: NTU "HPI", 2012. 179–186. ISSN 2078-9130. Print.

Поступила (received) 14.02.2014

УДК 536.24:620.92

С. Й. ТКАЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; проф. ВНТУ, Вінниця;
Н. В. ПІШЕНІНА, канд. техн. наук; ст. викладач ВНТУ, Вінниця;
Т. Ю. РУМ'ЯНЦЕВА, аспірант ВНТУ, Вінниця

МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ЗНИЖЕННЯ НЕВИЗНАЧЕНОСТЕЙ ОЦІНЮВАННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ В СКЛАДНИХ СУМІШАХ

З метою зниження невизначеностей оцінювання інтенсивності теплообміну в складних сумішах виконано дослідження експериментально-розрахункового методу (ЕРМ) визначення інтенсивності теплообміну між металевою стінкою і складними сумішами, для яких інформація про теплофізичні властивості не відома. Удосконалено експериментальну і розрахункову частини ЕРМ. В експериментальному стенді ЕРМ добавлена установка для визначення інтенсивності за умов вимушеного руху. Забезпечено експериментальне визначення розподілу температур по висоті грійного і нагріваного теплоносія. З метою автоматизації збору та обробки експериментальна інформація виводилась на комп'ютер. Удосконалено метод обробки експериментів шляхом уточнення діапазону параметрів проведення досліджень. Запропоновано і введено в систему ЕРМ метод визначення належності натурної суміші (розчину) до ньютонівських або неньютонівських рідин. Вперше запропоновано і науково обґрунтовано методи вибору «модельної» та «частково-модельної рідини» у конкретних теплогідродинамічних умовах та застосування їх теплофізичних властивостей для оцінювання інтенсивності теплообміну в складних сумішах в елементах натурального обладнання.

Ключові слова: теплообмін, експериментально-розрахунковий метод, складна суміш, неньютонівська рідина, теплофізичні властивості.

Вступ

У технологічних процесах різних галузей виробничої сфери, що пов'язані з харчовою, спиртовою, переробною промисловістю, сільським господарством, потрібно нагрівати, охолоджувати, термостабілізувати складні суміші, розчини органічного походження, біотехнологічні (мікробіологічні) середовища.

Під складною (натурною) сумішшю розуміється полікомпонентні, багатофазні колоїдно-дисперсні, структурно-в'язкі середовища, фізичні властивості яких невизначені та змінюються протягом технологічного процесу. Здебільшого натурні суміші можна віднести до неньютонівських реостабільних та реонестабільних рідин з псевдопластичною текучістю. Ідентифікація властивостей та стану реальних сумішей у технологічному процесі складна. За допомогою існуючих приладів, відомими методами це визначити проблемно.

Дотримання вимог технології стосовно інтенсивності теплообмінних процесів (температурних обмежень) в натурних сумішах за умов невизначеності їх фізичних властивостей є невирішеною задачею.

В [1–3] запропоновано нетрадиційний підхід та доступна експериментально-розрахункова методика визначення коефіцієнтів тепловіддачі від стінки до органічних сумішей з обмеженою інформацією про теплофізичні властивості (ТФВ) за умов вільної і вимушеної конвекції для різного геометричного виконання поверхні теплообміну. Обґрунтовано застосування експериментально-розрахункового методу (ЕРМ) в конструктивному розрахунку і числовому експерименті утилізатора теплоти відпрацьованої суміші в системі біоконверсії.

Аналіз ЕРМ показав, що існують можливості зменшення невизначеності оцінювання інтенсивності теплообміну в складних сумішах, теплофізичні властивості яких не досліджені.

© С.Й. Ткаченко, Н.В. Пішеніна, Т.Ю. Румянцева, 2014

Постановка задачі

Інтенсивність тепловіддачі за умов природної і вимушеної конвекції описується рівнянням в безрозмірному вигляді [4]

$$Nu = f_1(Pe, Re, Gr), \tag{1}$$

де Nu – залежна змінна; Pe, Re, Gr – критерії Пекле, Рейнольдса, Грасгофа, що задаються умовами однозначності, не являються функцією незалежних змінних і для конкретної задачі є сталими величинами. Процес тепловіддачі відбувається на границі твердої стінки та рідини і коефіцієнт тепловіддачі осереднений по довжині поверхні теплообміну [4].

Після структуризації (1), прийнявши до уваги конкретні критеріальні рівняння [3, 4], які описують різні режими теплообміну за умов природної та вимушеної конвекції в елементах лабораторного обладнання і натурних теплообмінних установках (НТОУ), коефіцієнт тепловіддачі в елементах натурального об'єкта $\alpha_{НТОУ}$ можна представити у вигляді

$$\alpha_{НТОУ} = C \underbrace{\left[\underbrace{P_{\delta-n}}_{\underbrace{C_{\delta} P_{\delta} (Pr_p / Pr_c)_{\delta}^{0,25}}_{\underbrace{P_{нт,б}}_{\underbrace{ЕКФВ_{\delta}^{експ}}_{ЕКФВ_{ЕРМн}}}}} \right]}_{ЕКФВ_{ЕРМн}} g^{n_1} w^{n_2} l^{n_3} \Delta t^{n_4} P_{нт,н}, \tag{2}$$

де $P_{нт,н} = (Pr_p / Pr_{ст})_н^m$ – поправка на напрям теплообміну, $n_1 \dots n_4, m$ – показники степеня в залежності від режиму течії в теплопередавальному елементі; C – константа критеріального рівняння;

$ЕКФВ_{ЕРМн} = ЕКФВ_{\delta}^{експ} P_{\delta-n} = f(\bar{t})$ – еквівалент комплексу фізичних властивостей в натурних умовах теплообміну;

$\alpha_{експ}^{\delta}$ – експериментальний коефіцієнт тепловіддачі в базових умовах теплообміну від твердої стінки до натурної суміші, яка нагрівається (охолоджується) в НТОУ. Базовими названі умови теплообміну в експериментальному стенді системи ЕРМ [5];

$ЕКФВ_{\delta}^{експ}$ – базовий еквівалент комплексу фізичних властивостей для реальної речовини (спеціалізований комплекс для конкретної натурної суміші), визначається за експериментальними значеннями $\alpha_{експ}^{\delta}$ ітераційним методом

$$ЕКФВ_{\delta}^{експ} = \frac{\alpha_{експ}^{\delta}}{C P_{\delta} (Pr_p / Pr_{ст})_{\delta}^{0,25}}, \tag{3}$$

P_{δ} – множник, який враховує визначальний геометричний параметр базової експериментальної установки та температурний напір за умов теплообміну в базовій експериментальній установці; C_{δ} – константа базового критеріального рівняння ($C = 0,0549$ для базового експерименту при вимушеній конвекції; $C = 1,3$ – при вільній конвекції, ламінарна течія рідини);

$\Pi_{\text{нт.б}}$ – поправка врахування впливу напряму теплообміну на базові коефіцієнти тепловіддачі, визначається методом послідовних наближень з введенням поняття «частково-модельної рідини» при отриманні характеристики $\text{КФВ}_6^{\text{експ}} = f(\bar{t})$ на етапі обробки базового експерименту;

$\Pi_{\text{б-н}}$ – поправка переходу із базових в натурні умови теплообміну $\Pi_{\text{б-н}} = \text{КФВ}_{\text{ЕРМн}} / \text{КФВ}_6$;

$$\text{КФВ}_6 = C_p^{k_1} \rho^{k_2} \beta^{k_3} \lambda^{k_4} \nu^{k_5} \quad (4)$$

виведено із структурованого критеріального рівняння для базових умов теплообміну в модельній рідині, $k_1 \dots k_5$ – показники степеня;

$$\text{КФВ}_{\text{ЕРМн}} = C_p^{a_1} \rho^{a_2} \beta^{a_3} \lambda^{a_4} \nu^{a_5} \quad (5)$$

виведено із структурованого критеріального рівняння для натурних умов теплообміну в модельній рідині, $a_1 \dots a_5$ – показники степеня; β – коефіцієнт температурного розширення; ν – кінематична в'язкість; ρ – густина; C_p – теплоємність; λ – теплопровідність рідини;

$\Pi_{\text{б-н}}$ та $\Pi_{\text{нт.н}}$ визначається із застосуванням ТФВ «модельної рідини»;

$\bar{\Delta t}$ – середній температурний напір між твердою стінкою і натурною сумішшю; l, w – характерні лінійний розмір та швидкість руху теплоносія, відповідно.

Отже, ЕРМ включає базовий експеримент з натурною сумішшю, для якої інформація по теплофізичним властивостям обмежена [1–3], і алгоритм розрахунку з використанням структуризованих критеріальних рівнянь. Структуризація критеріального рівняння у форматі ЕРМ (2) – це приведення його до розмірного вигляду і формування розмірного комплексу фізичних властивостей (КФВ), суцільно із набору теплофізичних властивостей (3), (5). При цьому, набір теплофізичних властивостей комплексу однозначно відповідає умовам теплообміну. Рідини і суміші, які використовуються в теплотехнологічних процесах, можуть бути ньютонівськими і неньютонівськими, залежно від умов [6]. Для характеристики рідкого гною тваринництва, авторами [7] запропоновано поняття еквівалентної рідини. В ЕРМ такі підходи до моделювання властивостей та стану суміші в технологічному процесі отримали подальший розвиток і введено поняття «модельних рідин» [1–3]. Достовірність результатів базового експерименту (3) визначає достовірність визначення $\alpha_{\text{нтоу}}$. Метод врахування поправок $\Pi_{\text{нт.б}}$, $\Pi_{\text{нт.н}}$ та $\Pi_{\text{б-н}}$ (2) є визначальним в плані надійності для $\alpha_{\text{нтоу}}$, отриманих за ЕРМ.

Проаналізувавши експериментальну і теоретичну частину ЕРМ [1–3] прийшли до висновку, що ЕРМ на сьогодні найбільш доцільний за умов визначення $\alpha_{\text{нтоу}}$ в складних сумішах, теплофізичні властивості яких невизначені. Але методи та засоби реалізації ЕРМ потрібно вдосконалювати, з наведених нижче причин.

Експериментальний стенд для проведення базового експерименту ЕРМ включав лише установку для дослідження природної конвекції, температура теплоносіїв замірялась тільки в одній точці. Накопичення експериментальних даних і їх обробка не автоматизовані в достатній мірі [1–3]. Обґрунтування умов теплообміну в базовому експериментальному стенді ЕРМ потребує детальних тарувальних досліджень з уточненням критеріальних рівнянь для визначення $\alpha_{\text{експ}}^{\text{б}}$ [1–3]. Передбачення в схемі

реалізації ЕРМ тарування базових установок є необхідним для отримання комплексної величини $EKFV_{\bar{t}}^{експ}$ із $\alpha_{експ}^{\bar{t}}$ (3) базового експерименту. В умовах невизначеності вхідної інформації про ТФВ натурної суміші, залежність $EKFV_{\bar{t}}^{експ}$ виступає в ролі початкових даних по властивостям речовини за певного режиму теплообміну в конкретній базовій експериментальній установці [8].

Запропонований в [1–3] метод визначення «модельної рідини» досліджений лише для вузького кола реальних рідин, недостатня обґрунтованість методу врахування поправки на напрям теплообміну. Всі суміші розглядаються як ньютонівські рідини [1–3], не передбачений коректний метод уточнення типу натурної рідини, суміші, розчину – ньютонівська чи неньютонівська, не розглядається врахування їх зміни реологічних особливостей у натурних умовах. Тому режими руху теплоносіїв, умови теплообміну в НТОУ і границі режимів приймалися гіпотетично. Для переходу в натурні умови теплообміну $\Pi_{\bar{t}-н}$ (2) потрібно спрогнозувати реологічну поведінку суміші в НТОУ.

У випадку, якщо невизначений тип рідини, не визначений режим руху теплоносія, границі режимів, тоді вибір критеріального рівняння для натурних умов теплообміну, за умов виходу із переліку досліджених складних сумішей, може мати високий ступінь невизначеності.

Отже, **метою роботи** є зниження невизначеності оцінювання інтенсивності теплообміну в складних сумішах, теплофізичні властивості яких невизначені, шляхом удосконалень методів та засобів реалізації експериментально-розрахункового методу.

Основні дослідження

Для досягнення поставленої мети розроблена схема досліджень щодо удосконалень ЕРМ (рис. 1) враховуючи попередні напрацювання [5, 8–11].

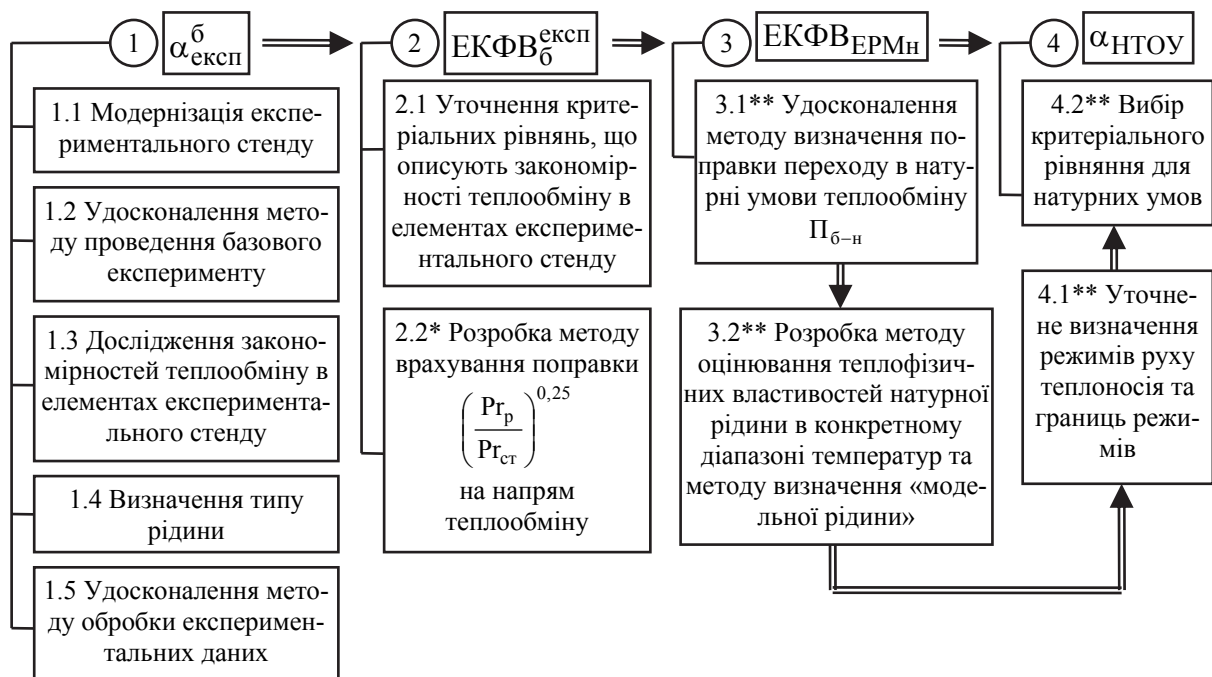


Рис. 1 – Схема досліджень щодо удосконалень ЕРМ. Позначення: * – використання «частково-модельної рідини»; ** – використання «модельної рідини» або оцінених теплофізичних властивостей натурної рідини в конкретному діапазоні температур; пункти, які реалізуються сумісно: 3.1, 3.2, 4.1, 4.2

Модернізація експериментального стенду (1.1, рис. 1) в наступному: в базовий експериментальний стенд добавлена друга установка для дослідження теплообміну за умов вимушеної конвекції (перемішування пропелерною мішалкою); реалізовано вимірювання температур теплоносіїв термометрами опору з аналогово-цифровими перетворювачами в п'яти точках у кожній із робочих порожнин установок, рівномірно розподілених в об'ємі вздовж теплообмінної поверхні. З метою автоматизації збору та обробки експериментальна інформація виводиться на комп'ютер [8, 9].

Для удосконалення методу проведення базового експерименту (1.2, рис. 1) запропоновано експеримент проводити з різною передісторією суміші: свіжа – в стані бродіння; без попереднього руйнування структури натурної суміші, після попереднього руйнування; однократне нагрівання, багатократне нагрівання і охолодження [10].

Дослідження закономірностей теплообміну в елементах експериментального стенду (1.3, рис. 1; рис. 2) реалізовано таруванням установок на рідини з визначеними ТФВ: вода, цукровий розчин 40 %, 50 %, гліцерин, соняшникова олія [8, 9].

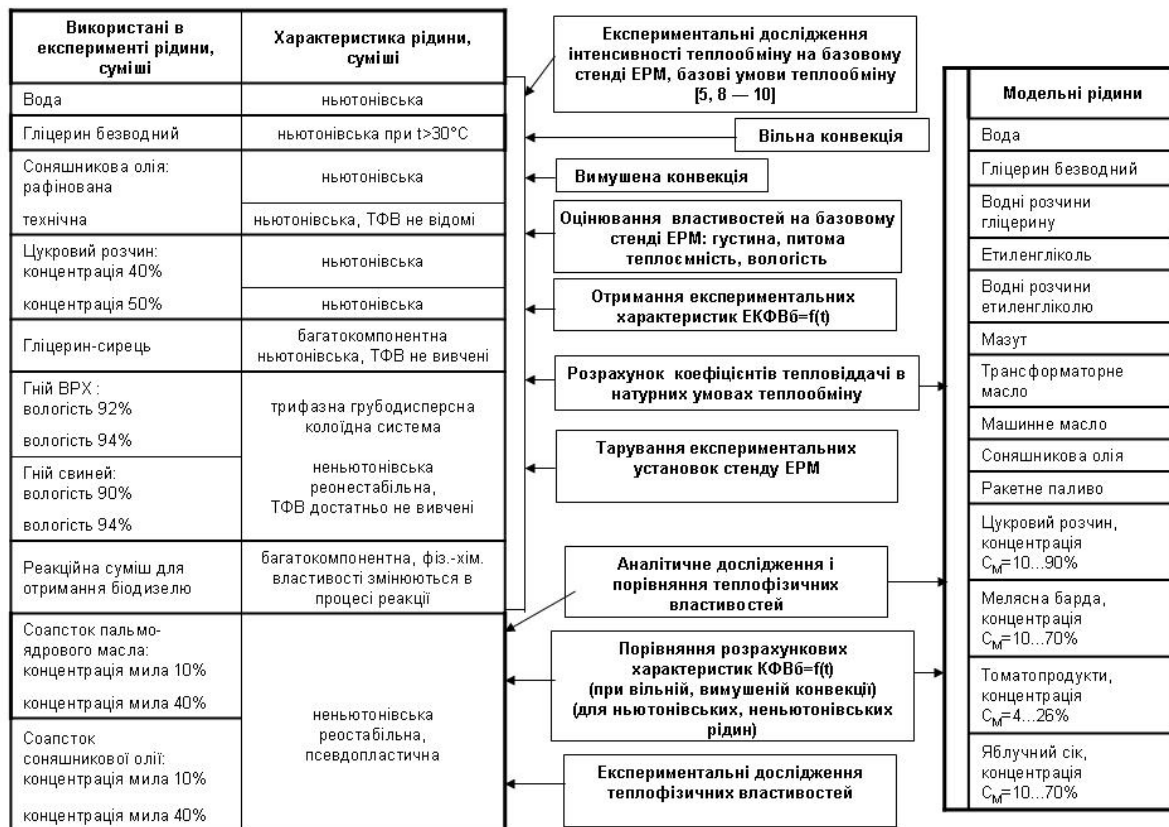


Рис. 2 – Рідини та суміші, використані в дослідженнях по удосконаленню ЕРМ

Для визначення типу рідини (1.4, рис. 1; рис. 2) запропоновано і доведено необхідність проведення багатоваріантного базового експерименту дослідження процесу теплообміну в сумішах, що дає можливість виявити реологічну поведінку натурної суміші, оцінити її реостабільність або реонестабільність, дослідити теплообмін в ній при різних гідродинамічних і теплових умовах [10]; запропоновано метод оцінювання належності суміші до ньютонівських чи неньютонівських рідин, в конкретних теплогідродинамічних умовах на основі аналізу експериментальних залежностей. Базовий експеримент проводиться за умов вимушеної конвекції, шляхом перемішування пропелерною мішалкою.

Визначення типу рідини виконується за допомогою характеристик $\alpha = f(w)$ та $\text{ЕКФВ}_6^{\text{експ}} = f(w)$ за умов сталої температури суміші (рис. 3): коефіцієнт тепловіддачі пропорційний характерній швидкості руху суміші $\alpha \sim w^m$, $w = \pi n d_M$, де n – частота обертання мішалки, об/с. Експериментально встановлено на базовому стенді, що для ньютонівських рідин $|m| = 0,1 \dots 0,15$. Якщо $|m| > 0,15$ – присутні ознаки неньютонівської поведінки суміші. Зміна комплексу $\text{ЕКФВ}_6^{\text{експ}}$ від w за сталої температури відбувається за рахунок зміни ефективної в'язкості суміші.

Отже якщо для ньютонівської рідини в'язкість залежить лише від температури, то $\text{ЕКФВ}_6^{\text{експ}}$ не залежить від w . Чим значніший вплив w на величину $\text{ЕКФВ}_6^{\text{експ}}$, тим більше проявляються неньютонівські властивості суміші (рис. 3).

Для удосконалення методу обробки експериментальних даних (1.5, рис. 1) досліджено і оцінено нерівномірності розподілу температур суміші (рідини) вздовж вертикальної теплообмінної поверхні; виконувалось осереднення температури по висоті (середньоарифметична) і в часі (середньоарифметична) в процесі обробки експериментів; запропонована окрема методика обробки експерименту для кожного типу рідини. Обробка експериментів проводилась по середньоарифметичній температурі.

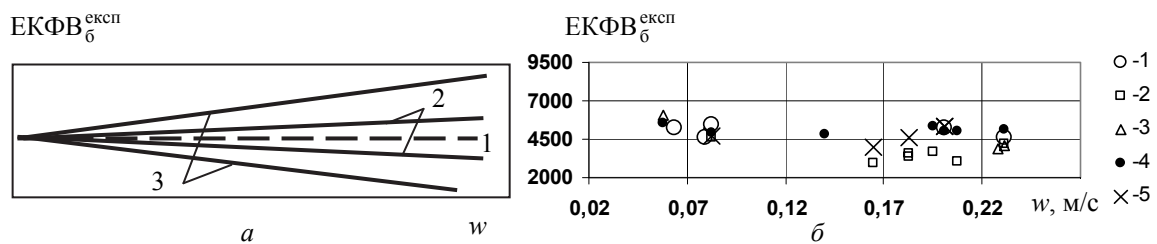


Рис. 3 – Залежності $\text{ЕКФВ}_6^{\text{експ}} = f(w)$ для різного класу рідин та сумішей, які поводять себе як ньютонівське та неньютонівське середовище: a – якісні характеристики для: 1 – ньютонівська суміш; 2 – неньютонівська, близька до ньютонівської; 3 – значно не ньютонівська; b – експериментальні точки, гліцерин дистиллят, 1 – середня температура гліцерину 70...75 °С; 2 – 45...50 °С; 3 – 60...70 °С; 4 – 75...80 °С; 5 – 50...60 °С

Характеристика $\text{ЕКФВ}_6^{\text{експ}}(\bar{t})$ (2, рис. 1) відбиває вплив не тільки окремих теплофізичних параметрів суміші в НТОУ, але і їх сукупності на інтенсивність теплообміну. Для уточнення критеріальних рівнянь, що описують закономірності теплообміну в елементах базового експериментального стенду (2.1, рис. 1): розглянуто варіанти вибору визначальних температур та температурних напорів, в процесі обробки експериментальних даних; варіанти умов теплообміну в базовій експериментальній установці [8, 9]; виконано порівняння методик обробки експериментальних даних відповідно до варіантів умов теплообміну [8]; уточнено критеріальні рівняння, якими можна описати теплообмін у посудині з розмірами (згідно існуючих уявлень по теплообміну) на межі «великий об'єм» – «обмежений об'єм» в нестационарних умовах для вільної та вимушеної конвекції [8]. Уточнення критеріальних рівнянь проведено з врахуванням тарування базового експериментального стенду (рис. 2).

Для розробки методу врахування поправки на напрям теплообміну (2.2, рис. 1) виконано наступне [5, 8–10]: розширено перелік потенціальних «модельних рідин» та

базу даних по їх теплофізичним властивостям (рис. 2); виконано аналіз теплофізичних властивостей потенціальних «модельних рідин»; проведено порівняння залежностей розрахункових комплексів фізичних властивостей «модельних рідин» від температур $\left[\text{КФВ}_6^{\text{розр}} \right]_M = f(t)$, за якими розділено «модельні рідин» на групи по теплопровідності; досліджено залежності $\left[\text{КФВ}_6^{\text{розр}} \right]_M = f(t)$, які відображають зміну теплофізичних властивостей в комплексі від температури, і встановлено що на характер зміни комплексу найбільший вплив має в'язкість і теплопровідність рідини (суміші); введено поняття «частково-модельна рідина», розроблено методи вибору «частково-модельної рідини».

Прогнозування $\alpha_{\text{НТОУ}}$ потребує удосконалення методу визначення поправки переходу із базового в натурні умови теплообміну $\Pi_{\text{б-н}}$ (3.1, 3.2, рис. 1), в межах цього питання розроблено методи вибору «модельної рідини», за допомогою якої можна описати натурну суміш в конкретних теплогідродинамічних умовах [5, 8, 9]; запропоновано метод оцінювання теплофізичних властивостей натурної рідини в конкретному діапазоні температур для однофазних багатокомпонентних рідин та сумішей [8].

Для вибору критеріального рівняння для конкретних натурних умов (4.1, 4.2, рис. 1) встановлено необхідність, враховуючи тип суміші, виконання перевірки умов теплообміну і визначення режимів руху теплоносія та границь режимів з використанням теплофізичних властивостей «модельних рідин» або оцінених теплофізичних властивостей натурної рідини (п. 3.1, рис. 1); виконано структурування критеріальних залежностей і отримано рівняння для визначення поправки переходу $\Pi_{\text{б-н}}$ [8–10].

Таким чином, в алгоритмі переходу від $\alpha_{\text{експ}}^{\text{б}}$ до $\alpha_{\text{НТОУ}}$ (2) основним для зниження невизначеностей оцінених $\alpha_{\text{НТОУ}}$, є визначення типу рідини, достовірність прогнозування реологічного стану суміші в натурних умовах, режимів руху та умов теплообміну в НТОУ. Крім того, точність тарування експериментальних установок (або визначення базових умов теплообміну) в системі ЕРМ, точність результатів базового експерименту та методів його обробки – це є фундаментом, невід'ємною складовою надійності ЕРМ. У цьому просліджується зворотний взаємозв'язок (взаємовплив) надійності результатів експериментальної частини та надійності розрахункових алгоритмів ЕРМ.

Досліджено і обґрунтовано принципи вибору «модельних рідин». Крім «модельної рідини» введено поняття «частково-модельної рідини», що дозволило суттєво підвищити надійність переходу із базового в натурні умови і визначити інтенсивність теплообміну в натурних рідинах (табл.). У результаті нами сформовано вимоги до вибору «модельної рідини» і методи застосування її ТФВ в ЕРМ для ньютонівських рідин та близьких до ньютонівських, неньютонівських реостабільних сумішей (табл.). Метод вибору частково-модельної рідини $\text{МВ}_{\text{чмр}2}$ містить елементи методу $\text{МВ}_{\text{мр}2}$, а $\text{МВ}_{\text{чмр}1}$ – окремо розроблений метод (табл.). Розроблені в рамках ЕРМ методи (табл.) справедливі для визначення інтенсивності теплообміну у ньютонівських багатокомпонентних, близьких до ньютонівських (індекс текучості $n \approx 1$), сумішах, рідинах, розчинах.

Варіанти реалізації експериментально-розрахункового методу

Варіанти	Для визначення $EK\Phi B_{\delta}^{експ}$	Для розрахунку α_{HTOY}	Застосовуються для рідин і сумішей
	Метод врахування поправки на напрям теплообміну	Метод переходу із базового в натурні умови теплообміну	
I реалізація	$(Pr_p/Pr_c)_0^{0,25} = f(\overline{\Delta t})$	$\Pi_{ш(\delta)} = f[(K\Phi B)_{\delta}]$, $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25} = f(\overline{\Delta t})$	Ньютонівські та близькі до ньютонівських
IIa	$(Pr_p/Pr_c)_{II}^{0,25} \{T\Phi B \text{ МР}\}$ МВ _{мр1}	$\Pi_{\delta-н} [T\Phi B \text{ МР}]$ $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25} [T\Phi B \text{ МР}]$ МВ _{мр1}	— // —
IIб	$(Pr_p/Pr_c)_{II}^{0,25} \{T\Phi B \text{ ЧМР}\}$; МВ _{чмр1}	$\Pi_{\delta-н} [OцT\Phi B, T\Phi B \text{ МР}]$ $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25} [OцT\Phi B, T\Phi B \text{ МР}]$ МВ _{мр2}	— // —

Позначення в таблиці: TΦB МР – теплофізичні властивості «модельної рідини»; OцTΦB – оцінені реальні теплофізичні властивості натурної рідини; TΦB ЧМР – теплофізичні властивості «частково-модельної рідини»; МВ_{мр1}, 2 – методи вибору «модельної рідини»; МВ_{чмр1} – методи вибору «частково-модельної рідини».

В результаті сумісного аналізу методів визначення поправок на напрям теплообміну і переходу з базового в натурні умови теплообміну для ньютонівських і неньютонівських рідин, в ЕРМ прийнято наступне.

Зміну TΦB досліджуваної натурної суміші в динаміці зміни температур у теплообмінному процесі характеризує «частково-модельна рідина» (ЧМР), яка підбирається відповідно до умов:

$$\supset EK\Phi B_{\delta}^{експ} \in \supset [K\Phi B_{\delta}^{розр}]_M \text{ в діапазоні температур } \overline{t_c} \dots t_{ст}, \quad (5)$$

за наявності розрахункової залежності $Pr_{чмр} = f\left(\left\{K\Phi B_{\delta}^{розр}\right\}_{чмр}\right)$,

де $\overline{t_c}$ і $t_{ст}$ – характерна температура натурної суміші і твердої стінки.

Фізичні властивості «модельної рідини» (МР) для ньютонівських багатокомпонентних, близьких до ньютонівських рідин у повній мірі еквівалентні натурній рідині в конкретних умовах. «Модельна рідина» характеризує зміну TΦB досліджуваної суміші як в динаміці зміни температур, так і при сталій температурі. Використовується для визначення поправок на напрям теплообміну і поправки переходу із базового в натурні умови, уточнення режимів руху та умов теплообміну в натурних установках. Підбирається за умовами (МВ_{мр2})

$$\Phi_M \rightarrow \min; \quad \Phi_c \rightarrow \min; \quad \overline{t_c} = t_M, \quad (6)$$

де $\Phi_M = \frac{\partial [K\Phi B_{\delta}^{розр}]_M}{\partial t} - \frac{\partial [EK\Phi B_{\delta}^{експ}]_c}{\partial \overline{t}}$; $\Phi_c = [EK\Phi B_{\delta}^{експ}]_c - [K\Phi B_{\delta}^{розр}]_M$.

Варіанти вибору і застосування ЧМР (5) і МР (6) зумовлені обмеженою кількістю рідин та розчинів з дослідженими TΦB. Якщо до натурної суміші, яка відноситься до ньютонівських багатокомпонентних, або близьких до ньютонівських неможливо підібрати «модельну рідину» за умовами (5), тоді вибирається «частково-

модельна рідина» за (6) для отримання базових характеристик $\text{ЕКФВ}_6^{\text{експ}} = f(\bar{t})$. Далі проводиться оцінювання реальних ТФВ характеристик натурної суміші, за якими розраховується поправка переходу з базового в натурні умови. Умови (5), (6) справедливі у випадку проведення базового експерименту в системі ЕРМ у випадку природної і вимушеної конвекції.

З метою перевірки ефективності запропонованих методів і засобів в конкретному прикладі (рис. 4) за натурну рідину з «невідомими теплофізичними властивостями» прийнято гліцерин-дистилят, теплофізичні властивості якого відомі. Відповідно до ЕРМ виконано базовий експеримент, отримано залежність $\text{ЕКФВ}_6^{\text{експ}} = f(\bar{t})$. З використанням цієї залежності визначено коефіцієнти тепловіддачі в натурних умовах теплообміну $\alpha_{\text{ЕРМ}}$ (рис. 4) за методами ЕРМ першої реалізації (точки 1, рис. 4) та удосконаленим ЕРМ (точки 2, рис. 4). Середні значення температурних напорів знаходились у межах 8...23 °С. Розрахункові коефіцієнти тепловіддачі $\alpha_{\text{розра}}$ (рис. 4) визначені за тих же умов із застосуванням критеріальних рівнянь та теплофізичних властивостей гліцерину-дистиляту. Для $\alpha_{\text{ЕРМ}}$, визначених за ЕРМ першої реалізації, середньоквадратичне відхилення значень $\alpha_{\text{ЕРМ}}/\alpha_{\text{розра}}$ від одиниці дорівнює $\sigma^+ = 0,21$ (рис. 4). Для $\alpha_{\text{ЕРМ}}$, визначених за удосконаленим ЕРМ, $\sigma^+ = 0,096$ (рис. 4). Слід відмітити – вдосконалений ЕРМ дозволив надійно встановити, що в НТОУ відбувається тепловіддача за умов вільного турбулентного руху вздовж вертикальної плоскої стінки.

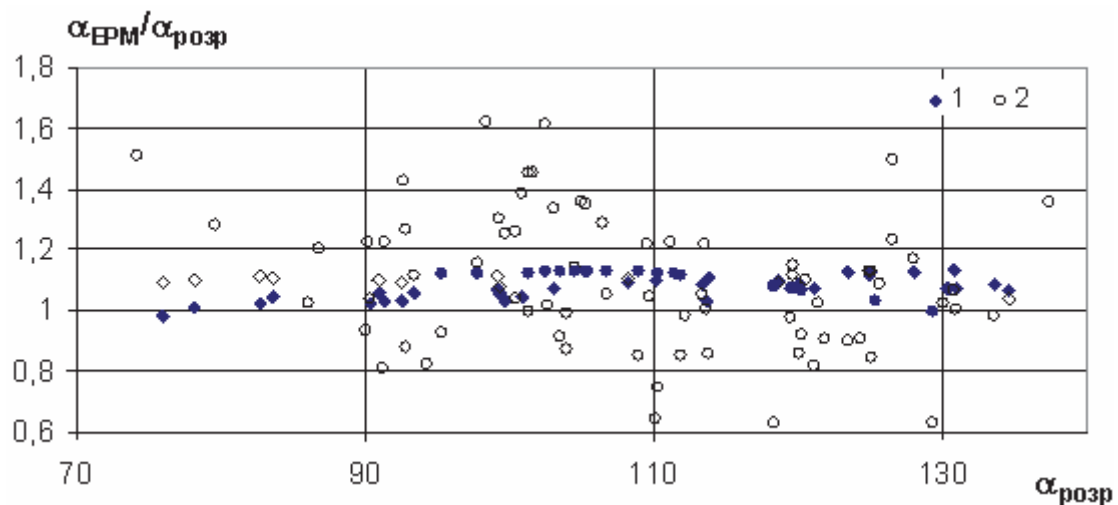


Рис. 4 – Зіставлення коефіцієнтів тепловіддачі, визначених за ЕРМ із розрахунковими: робоче середовище гліцерин-дистилят; тепловіддача за умов вільного турбулентного руху вздовж вертикальної стінки: 1 – $\alpha_{\text{ЕРМ}}$ визначено за ЕРМ першої реалізації; 2 – за удосконаленим ЕРМ

Отже, система ЕРМ дозволяє за експериментальними результатами інтенсивності теплообміну в суміші, одержаними на портативному експериментальному стенді, використовуючи в нетрадиційному аспекті теорію подібності, визначати інтенсивність теплообміну в натурних теплообмінних установках. Тоді, як традиційний метод визначення коефіцієнтів тепловіддачі призводить до необхідності спорудження громіздких, енергоємних установок [6, 7, 12].

Висновки

З метою зниження невизначеностей оцінювання інтенсивності теплообміну в складних сумішах:

1) Запропоновано метод встановлення типу натурних рідин, сумішей, розчинів шляхом багатоваріантного дослідження інтенсивності теплообміну в них, що дозволило кардинально знизити невизначеності оцінювання інтенсивності теплообміну в складних сумішах, теплофізичні властивості яких недосліджені.

2) Розроблено метод врахування поправки впливу напряму передачі теплоти на інтенсивність теплообміну для випадку, коли недосліджені теплофізичні властивості речовини та удосконалено метод трансформування коефіцієнтів теплообміну, визначених в базовому експерименті, в коефіцієнти для натурних об'єктів, за рахунок введення понять «частково-модельної рідини», «модельної рідини».

3) Вперше запропоновано і науково обґрунтовано методи вибору «модельної» та «частково-модельної рідини» у конкретних теплогідродинамічних умовах та застосування їх теплофізичних властивостей для визначення інтенсивності теплообміну в складних сумішах.

4) Розроблено метод оцінювання теплофізичних властивостей натурної рідини в конкретному діапазоні температур, що дало можливість оцінювання режиму руху теплоносіїв, прогнозування умов теплообміну в натурній теплообмінній установці, вибору для натурних умов критеріального рівняння.

5) Модернізовано експериментальний стенд за рахунок додаткового введення установки дослідження інтенсивності теплообміну при перемішуванні.

6) Досліджено умови теплообміну в стенді, шляхом тарування з використанням рідин, теплофізичні властивості яких відомі.

7) Удосконалено методи проведення базового експерименту і обробки експериментальних даних, за рахунок організації вимірювання розподілу температур та автоматизації збору інформації.

На конкретному прикладі показано, що перераховані заходи призвели до зменшення середньоквадратичного відхилення значень $\alpha_{ЕРМ}/\alpha_{розр}$ від одиниці з $\sigma^+ = 0,21$ (до реалізації методів та засобів зниження невизначеностей) до $\sigma^+ = 0,096$ (після реалізації).

Список літератури: 1. *Ткаченко, С. Й.* Нові аспекти застосування теорії подібності в теплотехнічних розрахунках систем біоконверсії [Електронний ресурс] / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент // Електронний журнал Наукові праці ВНТУ. Енергетика та електротехніка. – 2009. – № 2. – Режим доступу: <http://praci.vntu.edu.ua/article/view/1094/236> – 17.01.2014. 2. *Ткаченко, С. Й.* Тепломасообмінні та гідродинамічні процеси в елементах систем біоконверсії [Текст]: моногр. / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент. – Вінниця: Універсум–Вінниця, 2011. – 132 с. – ISBN 978-966-641-396-6. 3. Пат. 24616 України на корисну модель, (51) МПК (2006.01) G01N25/18. Спосіб визначення коефіцієнта тепловіддачі за умов конвективного теплообміну органічної суміші / Ткаченко С. Й., Резидент Н. В.; Заявник і власник патенту Вінницький національний технічний університет. – № 200701190; заявл. 05.02.07; опубл. 10.07.2007, Бюл. № 10. 4. *Исаченко, В. П.* Теплопередача [Текст]: учеб. для вузов / В. П. Исаченко [и др.]. – [3-е изд. доп.]. – М.: Энергия, 1975. – 488 с. 5. *Ткаченко, С. Й.* Удосконалення експериментально-розрахункового методу [Текст] / С.Й. Ткаченко, Н.В. Пішеніна, Н.В. Резидент // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика : наук. зб. – 2010. – № 2. – С. 171–183. – ISSN 2077-1134. 6. *Богданов, П. В.* Система подогрева жидкого свиного навоза в технологиях анаэробного сбраживания: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 «механизация сельскохозяйственного производства» / Богданов Павел Викторович; Всесоюзный научно-исследовательский институт электрификации сельского хозяйства. – М.: ВИЭСХ, 1990. – 18 с. 7. *Бердыев, О.* Экспериментальное исследование теплообмена в установках по выработке биогаза: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04 «промышленная теплоэнергетика»; Научно-производственное объединение «Солнце» / Бердыев Овезмурад. – Ашхабад, 1989. – 24 с.

8. Ткаченко, С. Й. Застосування поняття «модельна рідина» в експериментально-розрахунковому методі // С.Й. Ткаченко, Н. В. Пішеніна // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2012. – № 3. – С. 103–110. – ISSN 1997-9266. 9. Пішеніна, Н. В. Теплообмін в складних сумішах в умовах природної конвекції / Н.В. Пішеніна // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. Науково-технічний збірник. – Вінниця: Універсум–Вінниця, 2011. – № 2. – С. 124–131. 10. Ткаченко, С. Й. Метод визначення інтенсивності теплообміну в реонестабільних сумішах / С. Й. Ткаченко, Н. В. Пішеніна // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. Науково-технічний збірник. – Вінниця: Універсум–Вінниця, 2012. – № 2. – С. 78–87. 11. Мормитко, В. Г. Изменение реологических свойств соапстоков в зависимости от перерабатываемого сырья / В. Г. Мормитко, В. З. Глоба, Б. А. Дехтерман, В. С. Косачев, П. Г. Глоба, С. И. Ткаченко // Известия вузов, Пищевая технология. – 1983. – № 4. – С. 85–88. – ISSN 0579-3009. 12. Chen, Y. R. Heat Transfer in Laminar Tube Flow of Beef Cattle Manure Slurries / Y. R. Chen // Transactions of the ASAE. – May/June 1988. – V. 31 (3). – P. 892–897.

Bibliography (transliterated): 1. Tkachenko, S. J., and N. V. Rezydent. "Novi aspekty zastosuvannja teorii podobnosti v teplotehnichnyh rozrahunkah system biokonversii." *Elektronnyj zhurnal Naukovi praci VNTU. Energetyka ta elektrotehnika* 2 (2009). KIBIC BHTU, 2006. – Web. 17 January 2014. <<http://praci.vntu.edu.ua/article/view/1094/236>>. 2. Tkachenko, S. J., and N. V. Rezydent. *Teplomasoobminni ta gidrodynamichni procesy v elementah system biokonversii*. Vinnyca: Universum–Vinnyca, 2011. ISBN 978-966-641-396-6. Print. 3. Tkachenko S. J., and Rezydent N. V. "Sposib vyznachennja koeficijenta teploviddachi za umov konvektyvnoho teploobminu organichnoi sumishi." U Patent 24616 (51) (MPK (2006.01) G01N25/18) 10 July 2007. 4. Isachenko, V. P., et al. *Teploperedacha*. Moscow: Jenergija, 1975. Print. 5. Tkachenko, S. J., N. V. Pishenina and N. V. Rezydent. "Udoskonalennja eksperymental'no-rozrahunkovogo metodu." *Tehnichna teplofizyka ta promyslova teploenergetyka*. No. 2. 2010. 171–183. ISSN 2077-1134. Print. 6. Bogdanov, P. V. *Sistema podogreva zhidkogo svinogo navoza v tehnologijah anaerobnogo sbrazhivanja: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk*. Moscow: VIJeSH, 1990. Print. 7. Berdyev, O. *Jeksperimental'noe issledovanie teploobmena v ustanovkah po vyrabotke biogaza: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk*. Ashhabad, 1989. Print. 8. Tkachenko, S. J., and N. V. Pishenina. "Zastosuvannja ponjattja «model'na ridyna» v eksperymental'no-rozrahunkovomu metodi." *Visnyk Vinnyc'kogo politehnicznego instytutu*. No. 3. 2012. 103–110. ISSN 1997-9266. Print. 9. Pishenina, N. V. "Teploobmin v skladnyh sumishah v umovah pryrodnoi konvekcii." *Suchasni tehnologii, materialy i konstrukcii v budivnyctvi*. No. 2. Vinnyca: Universum–Vinnyca, 2011. 124–131. Print. 10. Tkachenko, S. J., N. V. Pishenina. "Metod vyznachennja intensyvnosti teploobminu v reonestabil'nyh sumishah." *Suchasni tehnologii, materialy i konstrukcii v budivnyctvi*. No. 2. Vinnyca: Universum–Vinnyca, 2012. 78–87. Print. 11. Mormitko, V. G., et al. "Izmenenie reologicheskikh svojstv soapstokov v zavisimosti ot pererabatyvaemogo syr'ja." *Izvestija vuzov, Pishhevaja tehnologija* 4 (1983) 85–88. ISSN 0579-3009. Print. 12. Chen, Y. R. "Heat Transfer in Laminar Tube Flow of Beef Cattle Manure Slurries." *Transactions of the ASAE*. Vol. 31 (3). May/June 1988. 892–897. Print.

Поступила (received) 06.02.2014

УДК 621.313.322-81

А. Н. МИНКО, асп.; зав. сектором ГП з-д «Електротяжмаш», Харьков;
В. В. ШЕВЧЕНКО, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
В. Ю. ГОРДИЕНКО, зав. отделом, ГП з-д «Електротяжмаш», Харьков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ВОДОРОДНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

В статье предложен критерий выбора эффективных геометрических параметров маслоуловителя уплотнительного узла турбогенератора с водородным охлаждением его внутреннего объема (на примере маслоуловителя). Выполнено математическое моделирование рабочей зоны маслоуловителя с учетом её геометрии и параметров охлаждающей среды внутреннего объема машины. Полученные практические рекомендации могут быть полезны для инженеров и научных сотрудников, занимающихся проектированием, ремонтом и оптимизацией уплотнительных узлов крупных электрических машин.

Ключевые слова: турбогенератор, маслоуловитель, геометрические параметры.

Введение. Одним из основных показателей надежности и эффективности работы турбогенераторов (ТГ) с водородным охлаждением внутреннего объема машины является конструкция уплотнительного узла защитного щита в местах выхода вала ротора [1, 2]. В современных ТГ с замкнутой системой вентиляции, т.е. с избыточным давлением внутри корпуса генератора, выбор системы уплотнения в местах выхода вала осуществляется для двух различных вариантов: система «газ-газ», например, «водород-воздух», и система «газ-жидкость», например, «масло-воздух». Основными элементами узлов уплотнения являются, рис. 1:

– при разделении водорода и воздуха – обойма масляного уплотнения 1 (содержащая вкладыш уплотнения);

– при разделении масла и воздуха – внутренний 2 и наружный 3 маслоуловитель.

Анализ основных достижений и литературы. В современной технической литературе [2, 3] рассмотрены стандартные вопросы расчета, построения и конструирования схем маслоснабжения уплотнительных узлов, которые сводятся к выбору некоторых геометрических параметров, например, размера радиальной щели (h_0), т.е. зазора между ротором ТГ и рабочей поверхностью уплотнительного устройства. Как правило, этот выбор осуществляется с учетом только таких параметров, как величина протечек (Q) через уплотнение и уровень падения давления масла в уплотнении (P_{Δ}).

Однако недостаточно раскрыт вопрос выбора геометрии рабочей зоны маслоуловителя, обеспечивающей надежную эксплуатацию крупных электрических машин.

Цель настоящего исследования – определение критериев выбора геометрических параметров уплотнительного узла защитного щита ТГ с водородным охлаждением, обладающих оптимальными эксплуатационными показателями.

Материалы исследования. Расчеты проведены для ТГ мощностью 200–500 МВт, у которых диаметр шейки вала ротора в зоне уплотнения находится в диапазоне 350–600 мм. Среди необходимых геометрических размеров рабочей зоны маслоуловителя, выделим следующие (рис. 2): h_0 – зазор между ротором и рабочей поверхностью маслоуловителя, мм; l_k – ширина маслосбрасывающей канавки, мм;

© А.Н. Минко, В.В. Шевченко, В.Ю. Гордиенко, 2014

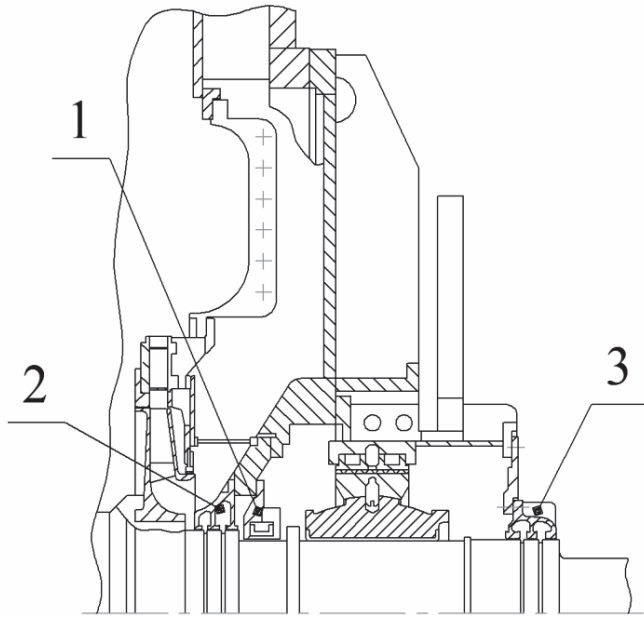


Рис. 1 – Уплотнительные узлы в ТГ с избыточным давлением внутри корпуса:
1 – обойма масляного уплотнения и вкладыш уплотнения; 2, 3 – внутренний и наружный маслоуловители, соответственно

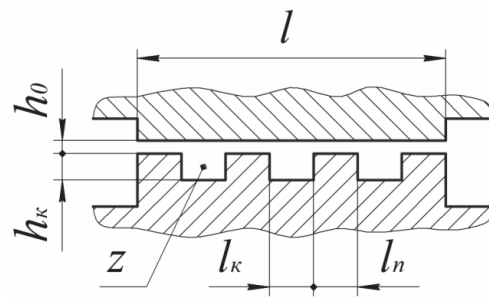


Рис. 2 – Группа основных геометрических размеров маслоуловителя

h_k – глубина маслосбрасывающей канавки, мм; l_n – расстояние между канавками, мм; l – общая длина рабочей поверхности маслоуловителя, мм; z – количество маслосбрасывающих канавок, шт.

Главным требованием, предъявляемым к маслоуловителям, является минимизация объема протечек, величина которых определяется следующим образом

$$Q = \frac{\pi D h_0 \Delta p}{2 \mu l_{\text{эф}}} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right), \quad (1)$$

где D – диаметр шейки вала ротора, мм; $l_{\text{эф}} = l - \sum l_k$ – эффективная длина рабочей поверхности маслоуловителя, мм; $\Delta p = p_s - p_a$ – перепад давления в щели, МПа; p_s – давление до уплотнительного элемента, МПа; p_a – давление после уплотнительного элемента, МПа; μ – динамическая вязкость среды, МПа·с; ε – коэффициент эксцентриситета (для концентрической щели $\varepsilon = 0$, для эксцентричной щели $\varepsilon = 1$).

При условии минимизации значения Q необходимо определить главные размеры рабочей зоны маслоуловителя: l и z . Воспользуемся для этого выражением, приведенным в [4]

$$z = \frac{l}{60 h_0} + \frac{2}{3}, \quad (2)$$

откуда

$$h_0 = \frac{l}{60z + 40}. \quad (3)$$

Примем параметр щели (h_0), как основной показатель, и, используя экспериментальные данные, [4], получим некоторые зависимости расчета геометрии

рабочей зоны маслоуловителя. Эти зависимости могут быть описаны системой уравнений, которые имеют некоторую область «разброса» возможных значений:

$$\begin{cases} (l_k + l_{\Pi})/h_0 = 15 \dots 25; \\ (h_k/l_0) = 3 \dots 10; \\ l_k/(l_k + l_{\Pi}) = 0,5 \dots 1,0; \\ l_{\Pi} \approx 40h_0. \end{cases} \quad (4)$$

Представленная система уравнений позволяет определить возможную геометрию рабочей зоны маслоуловителя, однако диапазон результатов определен достаточно широкими границами (15...25); (3...10); (0,5...1,0), что позволяет говорить о значительной неточности получаемых результатов.

Результаты исследования. Исходя из условия (1) и принимая во внимание (3), а также то, что количество канавок не может быть дробным числом, т.е. $z = 1, 2, 3, 4 \dots n$; построим графики зависимости $l = f(h_0)$ для первых пяти значений z (т.е. $n = 1-5$), рис. 3.

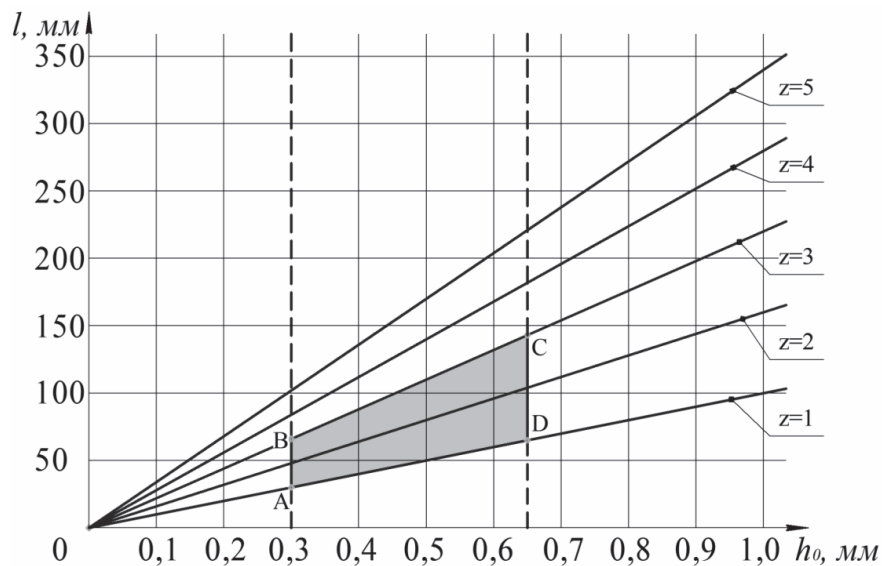


Рис. 3 – Область оптимальных значений геометрии маслоуловителя

Анализируя полученную зависимость, выделим границы рекомендуемых нами значений геометрических размеров:

- нижняя граница: $A-D$ ($z = 1$) соответствует минимальному числу канавок, необходимому для нормальной работы уплотнительного элемента (по допустимой величине протечки масла);

- верхней границей принимаем $B-C$ ($z = 3$), которая определена с учетом всех остальных параметров: при большем количестве канавок, например, $z = 5$, для обеспечения оптимальной величины $l_{эф}$, согласно требованиям минимизации объема протечек (1), значительно возрастает общая длина рабочей поверхности маслоуловителя l ;

- положение левой и правой границ: $A-B$ и $C-D$, – мы ограничили диапазоном $h_0 = 0,3 - 0,65$ мм из соображений минимизации уровня потерь давления P_{Δ} , согласно рекомендациям, которое следует из выражения

$$P_{\Delta} = \left(\frac{\gamma l_{\text{эф}}}{2h_2} + z\beta \right) \frac{1}{2} \rho v^2, \quad (5)$$

где γ – коэффициент сопротивления трению на участках l_n , о.е.; β – коэффициент местных потерь, о.е.; ρ – плотность масла на уплотнении, кг/м³; v – скорость течения масла на уплотнении, м/с.

Область $ABCD$, выделенная на рис. 3, является рекомендуемой областью выбора геометрических параметров маслоуловителя для ТГ большой мощности (с учетом принятых допущений).

Выводы

1) Используя выражение (3) и определив для конкретного генератора рекомендуемую область оптимальных значений геометрических параметров уплотнительных узлов (маслоуловителей), (рис. 3, $ABCD$), можно проводить более эффективное проектирование этих узлов в ТГ с избыточным давлением водорода (воздуха) внутри объема машины, с обеспечением оптимальных эксплуатационных показателей, с сохранением требований минимизации величины протечек (Q) через уплотнение и уровней падения давления масла в уплотнении (P_{Δ}).

2) Полученный способ уточнения рекомендуемых значений геометрии уплотнительного узла может быть применен для случая использования любого технического масла (расчет и построения проводились для турбинного масла Тп-22) и избыточного давления водорода внутри ТГ до 0,3 МПа.

Список литературы: 1. Кузьмин, В. В. Оптимизация массогабаритных параметров неактивных частей турбогенераторов [Текст]: моногр. / В. В. Кузьмин, В. В. Шевченко, А. Н. Минко. – Х.: Монограф СПДФЛ Чальцев А. В., 2012. – 246 с. – ISBN 978-966-8766-25-1. 2. Шевченко, В. В. Развитие систем охлаждения и оптимизация конструкций турбогенераторов [Текст]: моногр. / В. В. Шевченко, А. Н. Минко. – Х.: Изд. Иванченко И. С., 2013. – 242 с. – ISBN 978-617-7033-20-1. 3. Голоднова, О. С. Эксплуатация схем маслоснабжения и уплотнений турбогенераторов с водородным охлаждением [Текст] / О. С. Голоднова. – М.: Энергия, 1978. – 80 с. 4. Уплотнение и уплотнительная техника [Текст]: справ. / Л. А. Кондаков, В. В. Гордеев и др.; под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kuz'min, V. V., V. V. Shevchenko and A. N. Minko. *Optimizacija massogabaritnyh parametrov neaktivnyh chastej turbogeneratorov*. Kharkov. Monograf SPDFL Chal'cev A.V., 2012. ISBN 978-966-8766-25-1. Print. 2. Shevchenko, V. V., and A. N. Minko. *Razvitie sistem ohlazhdenija i optimizacija konstrukcij turbogeneratorov*. Kharkov: Izd. Ivanchenko I.S., 2013. ISBN 978-617-7033-20-1. Print. 3. Golodnova, O. S. *Jekspluatacija shem maslosnabzhenija i uplotnenij turbogeneratorov s vodorodnym ohlazhdeniem*. Moscow: Jenergija, 1978. Print. 4. Kondakov, L.A., et al. *Uplotnenie i uplotnitel'naja tehnika*. Ed. A. I. Golubeva, L.A. Kondakova. Moscow: Mashinostroenie, 1994. Print.

Поступила (received) 27.12.2013

УДК 662.611.2:662.613.5

А. И. БРУНЕТКИН, канд. техн. наук, доц.; доц. ОНПУ, Одесса;
М. В. МАКСИМОВ, д-р техн. наук, проф.; зав. кафедры АТП ОНПУ, Одесса;
А. В. БОНДАРЕНКО, аспирант, инженер ОНМА, Одесса

ИДЕНТИФИКАЦИЯ КОЛИЧЕСТВЕННОГО СОСТАВА НЕИЗВЕСТНОГО ГАЗООБРАЗНОГО ГОРЮЧЕГО И ЕГО ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ НА ОСНОВЕ ИЗМЕРЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

Отмечена широкая база и значительный потенциал альтернативных (не сертифицированных) видов горючих газов. Выделена причина, затрудняющая их использование – неизвестность и переменность состава. В силу этого в ряде случаев топливо такого вида сжигается при не оптимальных (не стехиометрических) соотношениях горючего и окислителя. Выбрана математическая модель, на основе соотношений химической термодинамики, позволяющая, в таких условиях, рассчитать состав продуктов сгорания. Это осуществляется на основе известного состава топлива (горючее и окислитель – воздух), их теплотворной способности (энтальпия) и качественного состава продуктов сгорания. В результате можно получить количественный состав продуктов сгорания и соответствующую их температуру. Получены аппроксимационные соотношения, для расчета необходимых термодинамических функций. На основе выделенных известных соотношений решения выше отмеченной «прямой» задачи предложено решение «обратной»: при известном качественном составе продуктов сгорания, их замеренных объемном расходе и температура (замеренных технологических параметрах) определение их количественного состава и теплотворной способности (энтальпии). Это позволяет обеспечить оптимальное сжигание подобного вида топлива. Выполнена оценка адекватности предложенной модели. Определены ее ограничения.

Ключевые слова: не сертифицированное топливо, переменный состав, продукты сгорания, математическая модель.

Введение

Настоящее время характеризуется, при непрерывном повышении стоимости основных энергоресурсов (угля, природного газа, продуктов нефтепереработки), поиском и освоением не сертифицированных видов углеводородного топлива. К ним относят газообразные, жидкие и твердые виды топлив различного происхождения:

– геологического (спутные газы при добыче нефти, в том числе сланцевый, рудничные газы и т.д.);

– из возобновляемых источников (продукты пиролиза органических остатков: медленного – в основном газообразные, быстрого – в основном жидкие; сбраживание органических остатков в метантенках, биотопливо и т.д.);

– отходы производства (доменные газы, спутные газы переработки нефтепродуктов, газы брожения мусора на свалках и т.д.).

Общей чертой при использовании основных энергоресурсов является постоянство их состава (стандартизация) и, как следствие, постоянство теплотворной способности. Это позволяет при периодической режимной наладке оборудования обеспечивать эффективное сжигание топлива при минимизации вредных выбросов.

Такой подход для не сертифицированных видов топлив не приемлем: их состав, а, следовательно, и теплотворная способность, не остается постоянным в процессе сжигания. Изменение химического состава происходит случайным образом, в любой момент времени. Горелочные устройства могут обеспечивать независимое друг от друга регулирование подачи горючего и окислителя (воздуха). В этом случае сжигание

© А.И. Брунеткин, М.В. Максимов, А.В. Бондаренко, 2014

горючего неизвестного состава в соотношении с окислителем, близким к стехиометрическому, может быть обеспечено, например, контролируемым изменением расхода окислителя (воздуха) при заданном расходе горючего и поиском максимальной температуры пламени с помощью экстремального регулятора. Максимальная температура достигается при коэффициенте избытка окислителя α близким к 1,0. Для оптимального сжигания горючего неизвестного состава могут быть использованы и другие методы [1].

Организация процесса оптимального сжигания топлива является необходимым условием его эффективного использования, но недостаточным. Продукты сгорания представляют собой высокотемпературные многокомпонентные химически реагирующие смеси. Определение равновесного состава и свойств таких смесей является частью многих задач высокотемпературной энергетики [2]. Расчетно-теоретический путь их решения является основным. Отсутствие сведений о составе топлива и продуктах сгорания не позволяет выполнить необходимых расчетов.

Состав неизвестного вещества или смеси веществ при неизменном составе во времени может быть определен различными способами: спектроскопией, методами аналитической химии, для смеси газов – с помощью газоанализаторов. Все эти методы обладают рядом недостатков: ресурсоемки, громоздки, имеют большое время инерции и, как следствие, запаздывание, поэтому трудно интегрируемы в автоматизированную систему управления сжигания топлива. Для газоанализаторов требуется информация по перечню газов в смеси. Применение газоаналитических приборов осложняется тем, что вторичные энергетические ресурсы содержат в своем составе нежелательные компоненты, которые приводят к ускоренному износу первичных приборов и выходу их из строя. Стоимость системы растет с увеличением этого перечня.

Целью данной статьи является разработка метода анализа, позволяющего в процессе сжигания топлива произвольного (или с минимальными ограничениями) состава, определять этот состав, а так же состав продуктов сгорания в режиме реального времени.

Математическая модель

Во многих источниках, в частности в [2], описаны математическая модель и метод решения прямой задачи расчета состава продуктов сгорания при известном составе топлива (в общем случае смесевом). На основе известных массовых или объемных долей составных частей топлива, а так же их химических формул, записывается условная формула топлива в виде

$$A_{b_{iT}}^{(1)} A_{b_{iT}}^{(2)} \dots A_{b_{iT}}^{(i)}, \quad (1)$$

где $A^{(i)}$ – символ химического элемента; b_{iT} – количество атомов i -го химического элемента в условной молекуле топлива.

В дальнейшем все расчеты выполняются на основе выражения (1) и знание конкретных составных частей топлива не требуются. При определении неизвестного состава горючего его условная формула может быть записана в аналогичном виде. Количество атомов каждого химического элемента в этом случае неизвестно. Определение этого количества и, соответственно, состава продуктов, образующихся при его сгорании, является целью решения рассматриваемой расширенной задачи.

Для решения этой задачи в качестве основы будет использована модель, применяемая в [2], но её необходимо дополнить замыкающими уравнениями,

позволяющими найти новые дополнительные неизвестные b_{iT} . Рассмотрим эту расширенную модель.

Уравнение сохранения вещества записывается в виде

$$\sum_q (a_{iq} n_q) = b_{iT}, \quad (2)$$

где q – количество веществ в продуктах сгорания; a_{iq} – количество атомов этого же вещества в q -ом веществе продукта сгорания; n_q – количество молей q -го вещества в продуктах сгорания.

Для получения простого варианта записи уравнений химического равновесия в [3] предложен и в [2] использован вариант записи уравнений сохранения вещества в виде

$$\sum (a_{iq} P_q) = M_T b_{iT}. \quad (3)$$

В (3) в отличие от (2) в расчетах учитывается M_T молей топлива, количество которых выбирается таким образом, чтобы количество молей (n_q) q -го вещества в продуктах сгорания было равно его парциальному давлению P_q . В этом случае M_T является дополнительной неизвестной величиной и подлежит определению.

С учетом (3) закон действующих масс (закон химического равновесия по парциальным давлениям) записывается в виде

$$\frac{\prod P_i^{a'_{ij}}}{P_j} = K_j^0, \quad (4)$$

где P_j, P_i – парциальные давления веществ в продуктах сгорания соответственно зависимых j и независимых i , из которых зависимые могут быть образованы; a'_{ij} – стехиометрический коэффициент в реакции химического равновесия; K_j^0 – константа химического равновесия по парциальным давлениям.

Уравнений (3) и (4) достаточно для нахождения q парциальных давлений газов, входящих в продукты сгорания. Для определения величины M_T используется уравнение закона Дальтона

$$\sum_q P_q = P, \quad (5)$$

где P – давление смеси газов продуктов сгорания в топке котла (камере сгорания, химическом реакторе и т.д.).

Дополнительные замыкающие соотношения

Модель в виде уравнений (3)–(5) применяется для решения прямой задачи в случае известной условной формулы топлива (1). Рассмотрим решение расширенной

задачи для распространенной формы топлива, горючее и окислитель которого находятся в газообразном состоянии:

- окислитель известного состава (воздух, кислород и др.);
- горючее-газ или смесь газов неизвестного состава.

Для этого дополнительно к (3)–(5) запишем замыкающие соотношения. Для газообразного состояния мольные объемы любых идеальных веществ одинаковы. В силу этого отношения объемных расходов горючего и окислителя равны мольным отношениям в рассматриваемых реакциях горения. С учетом вышесказанного, а также уравнения (3), можно записать дополнительное балансовое уравнение для топлива и продуктов сгорания в виде

$$(I_{\Gamma} + \alpha\chi_0 I_{\text{O}})M_{\text{T}} = \sum_q I_q P_q, \quad (6)$$

где α – коэффициент избытка окислителя; χ_0 – мольный стехиометрический коэффициент соотношения компонентов; $I_{\Gamma}, I_{\text{O}}, I_q$ – мольные энтальпии горючего, окислителя и газов в смеси продуктов сгорания.

В аналогичном виде это уравнение используется при решении прямой задачи, т.е. определении состава продуктов сгорания при известном составе топлива. Подбирается температура и состав продуктов сгорания для неё таким образом, чтобы обеспечить баланс энтальпий. Особенностью является то, что в расчете оно используется один раз для определения одной дополнительной переменной – температуры.

Чтобы применить уравнение (6) для нахождения нескольких дополнительных переменных можно использовать работу экстремального регулятора. При одном из шагов его работы замеряются объемные расходы окислителя и горючего $^{(1)}\dot{V}_{\text{O}}, ^{(1)}\dot{V}_{\Gamma}$, а так же температура продуктов сгорания $^{(1)}T$, соответствующая этим расходам (верхний индекс $^{(1)}$). При этом в уравнении (6)

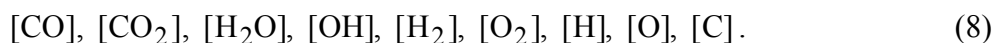
$$\alpha\chi_0 = ^{(1)}\dot{V}_{\text{O}} / ^{(1)}\dot{V}_{\Gamma}, \quad (7)$$

где $\dot{V}_{\text{O}}, \dot{V}_{\Gamma}$ – объемные расходы окислителя и горючего, а температуре $^{(1)}T$ будут соответствовать энтальпии веществ $^{(1)}I_q$, входящих в продукты сгорания и их парциальные давления.

При этом в рассматриваемой задаче (в отличие от прямой) количество неизвестных расширяется: при известной (измеренной) температуре и расходах горючего и окислителя подбирается (вычисляется) количественный состав условной формулы горючего и рассчитывается состав продуктов сгорания таким образом, чтобы обеспечить баланс энтальпий. Перечень химических элементов, из которых состоит горючее (b_{Γ}), должен быть известен. Это является ограничением рассматриваемой модели, которое не представляется очень строгим. Так учет даже ограниченного количества атомов веществ, например [C], [H], [O], [S], [N], позволяет учесть почти все органические соединения, горящие в воздушной атмосфере. Хотя на перечень учитываемых элементов ограничений нет. Он определяется составом сырья, продуктом

переработки которого является не сертифицированное горючее. Поэтому является известным.

Если горючее состоит из (n) элементов, то количество новых неизвестных составляет ($n + 1$): кроме количества атомов элементов в условной формуле горючего необходимо определить его энтальпию I_{Γ} . Для этого необходимо записать ($n + 1$) уравнений вида (6). Каждому такому уравнению соответствует свое измерение величин $^{(1)}\dot{V}_O$, $^{(1)}\dot{V}_{\Gamma}$, $^{(1)}T$ при пробном сжигании топлива и варьировании величины $^{(1)}\dot{V}_O$. При принятом количестве газов в продуктах сгорания (q) для каждого уравнения (6) необходимо записать ($q + 1$) уравнения основной модели (3)–(5) и с учетом количества новых неизвестных ($n + 1$) всего $((q + 1) + 1) \cdot (n + 1)$ уравнений. Так, например, при использовании углеводородного горючего, состоящего из $n = 2$ элементов (углерода [C] и водорода [H]) и при использовании в качестве окислителя кислорода [O] в качестве продуктов сгорания можно рассматривать $q = 9$ веществ



В этом случае при решении прямой задачи требуется решить систему уравнений из $(q + 1) = 10$ уравнений и добиться соблюдения баланса в уравнении (6). При решении расширенной задачи потребуются решить систему из $((9 + 1) + 1) \cdot (2 + 1) = 33$ уравнений.

Определение особенностей работы модели

Для проверки работоспособности предложенной модели и выявления особенностей, возникающих в процессе вычислений, была использована топливная пара $\text{C}_{11}\text{H}_{24}$ (керосин) + O_2 (жидкий кислород), данные по продуктам сгорания которой приведены в [4]. При подготовке исходных данных для расчета:

– выбиралась некоторая величина коэффициента α , рассчитывалось соответствующее ему мольное отношение окислителя и горючего, которое в тестовом расчете принималось в качестве замеренного отношения $^{(1)}\dot{V}_O / ^{(1)}\dot{V}_{\Gamma}$;

– отыскивалась температура T , приведенная в [4] для камеры сгорания, соответствующая выбранному α , в тестовом расчете эта величина принималась в качестве измеренной температуры в камере сгорания $^{(1)}T$.

Горючее в тестовой паре состоит из $n = 2$ элементов: [C] и [H]. Это необходимо знать до начала расчетов, что является ограничением модели. В этом случае в реальной ситуации необходимо выполнить $n + 1 = 3$ измерения технологических параметров при любом расходе окислителя. Поэтому было подготовлено 3 комплекта исходных данных V_O , V_{Γ} , T для различных α . Целью расчета является определение количественного состава горючего (величин $b_{i\Gamma}$) и его энтальпии. В рассматриваемом тестовом варианте это должно быть:

$$b_C = 1; \quad b_H = 1,956; \quad I_{\Gamma} = -1948 \text{ кДж/кг} = -27237,7 \text{ кДж/кмоль}.$$

Энтальпия горючего приведена в двух размерностях в следствии того, что в качестве исходной величины в [4] она дана в первом варианте, а расчеты выполнялись для мольных соотношений. Молекулярная масса керосина, используемая для пересчета, принята равной $\mu = 13,9824 \text{ кг/кмоль}$.

Таблиця 1
Сравнение результатов расчетов энтальпий продуктов сгорания (ПС), рассчитанных с помощью полиномов из [2] и данных таблиц [5]

Хим. элемент	$\Delta = I_{\text{ПС}} - I_{\text{T}}$, кДж/моль	$\varepsilon = \frac{I_{\text{ПС}} - I_{\text{T}}}{I_{\text{T}}} 100 \%$
CO	-5,25	+45,2 %
CO ₂	-9,54	+4,1 %
H ₂ O	-12,60	+12,5 %
ОН	-8,80	-6,4 %
H ₂	-8,29	-8,5 %
O ₂	-31,13	-29,2 %
H	-4,23	-1,5 %
O	-4,24	-1,4 %
C	-2,59	-0,3 %

Примечание: $I_{\text{ПС}}$ – энтальпия, рассчитанная по модели [2]; I_{T} – энтальпия, определенная по [5].

2,2 К. Это соответствует действительности. Но сравнение вычисленных по [2] энтальпий при $T = 3000$ К для рассматриваемых продуктов сгорания с данными [5] дает несколько другие величины, как по абсолютной, так и по относительной величине. Результаты сравнения приведены в табл. 1.

Как видно из сравнения данных из таблицы отклонения существенны.

При составлении баланса в реакции горения в [2] для топлива исходные данные по энтальпиям берутся из таблиц (точно), а для продуктов сгорания вычисляются (с погрешностью). В [2] отмечено, что достигнутая точность, а, следовательно, и момент окончания расчетов назначался погрешностью определения состава продуктов сгорания (парциальных давлений) и не обсуждается оставшийся количественный дисбаланс по энтальпиям топлива и продуктов сгорания. В предлагаемой модели для расчета неизвестного состава горючего соблюдение баланса энтальпии является основным требованием. В связи с этим возникла необходимость проверки точности соблюдения при расчетах в [4] этого баланса и возможности использования имеющихся данных для проверки рассматриваемой модели. Для выбранной топливной пары были выполнены расчеты при различных соотношениях компонентов, результаты которых, а также соответствующие результаты из [4] приведены в табл. 2.

По соблюдению баланса энтальпий расчеты выполнялись до достижения относительной погрешности вычислений $\sim 10^{-4}$. Данные приведены для давления в камере сгорания (топке) $P_{\text{КС}} = 1$ бар. Парциальные давления также измеряются в барах. В соответствии с [2] расчет выполнен таким образом, чтобы парциальные давления были равны мольным долям продуктов сгорания. Расход продуктов сгорания через камеру сгорания составляет 1 кмоль/с.

Сравнение результатов показывает, что при $\alpha = 0,4$ рассчитанные температура и энтальпия продуктов сгорания близки величинам, приведенным в [4]. При $\alpha = 0,7$ и $\alpha = 2,0$ отклонения температур также незначительны и составляют соответственно $\Delta T = 16$ К и $\Delta T = 40$ К при относительной погрешности $\varepsilon \approx 0,5 \%$ и $\varepsilon \approx 1,4 \%$.

На первом этапе тестировалось решение прямой задачи на основе уравнений (3)–(5). Метод решения исходной системы уравнений, полиномы свойств, используемые для вычисления энтальпий и энтропий продуктов сгорания, приняты такими же, как и описанные в [2] и использованные в [4]. Замыкающим выступает уравнение баланса энтальпий топлива и продуктов сгорания. В связи с этим была оценена погрешность их аппроксимации. В [2] отмечено, что, например, для (НС1) при $T = 3000$ К абсолютная погрешность аппроксимации по сравнению с [5] составляет $\sim 0,08$ кДж/моль или 17 % в относительных величинах. Вычисленная энтальпия составляет 0,464 кДж/моль. Это принимается допустимой погрешностью, т.к. приводит к ошибке при определении температуры не более

Сравнение результатов из [4] с результатами решения прямой задачи при уточнении баланса по энтальпиям

Коэф. избытка окислителя	$\alpha = 0,4$		$\alpha = 0,7$		$\alpha = 2,0$		
	[4]	расчет	[4]	расчет	[4]	расчет	
кДж	$I_T = -17588$		$I_T = -18523$		$I_T = -17112$		
кМоль	$I_{пс} = -7625$	$I_{пс} = -7584$	$I_{пс} = -22195$	$I_{пс} = -18520$	$I_{пс} = -25000$	$I_{пс} = -17096$	
T, K	2124	2125	3065	3081	2855	2895	
Парциальные давления	P_{CO}	0,4868	0,4869	0,3458	0,3440	0,0618	0,0594
	P_{CO_2}	0,0181	0,0181	0,1108	0,1131	0,2036	0,2031
	P_{H_2O}	0,0783	0,0784	0,2744	0,2761	0,2127	0,2047
	P_{OH}	–	–	0,0551	0,0592	0,0660	0,0778
	P_{H_2}	0,4143	0,4143	0,1124	0,1094	0,0090	0,0082
	P_{O_2}	–	–	0,0180	0,0130	0,3952	0,3783
	P_H	0,0023	0,0022	0,0645	0,0638	0,0094	0,0098
	P_O	–	–	0,0189	0,0213	0,0422	0,0587
	P_C	–	–	–	–	–	–
	M_T	–	0,505	–	0,4571	–	0,2625

Энтальпии же продуктов сгорания в [4] имеют значительный небаланс с энтальпиями топлива: при $\alpha = 0,7 \approx 20\%$, а при $\alpha = 2,0 \approx 46\%$. Не смотря на это, парциальные давления газов, входящих в продукты сгорания в обоих случаях приблизительно одинаковы.

На основании выше изложенного определено:

– оценка работоспособности рассматриваемой модели и точности полученных на её основе результатов расчетов (речь идет о математической точности) должны проводиться по уточненным, по сравнению с [4], данным температурам;

– данные из [4] могут рассматриваться как ориентировочные для контроля рассчитанного состава продуктов сгорания;

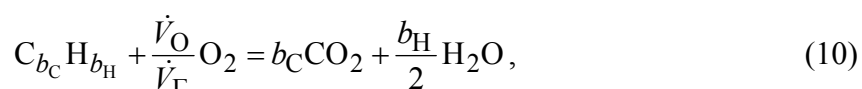
– высокая чувствительность энтальпии продуктов сгорания к их температуре может привести к неустойчивости при решении составленной на основе рассматриваемой модели системы нелинейных уравнений.

Для решения расширенной задачи в тестовом варианте взяты точки, соответствующие $\alpha = 0,4; 0,7; 1,0$. Вычислены соответствующие им отношения объемных расходов (7). Решены прямые задачи и уточнены соответствующие им температуры и составы продуктов сгорания. При математической корректности предлагаемой модели численное решение составленной на её основе системы уравнений оказалось плохо устойчивым, зависимым от начальных приближений. Для повышения устойчивости решения необходимо найти жесткую связь между определяемыми величинами, не изменяющуюся в процессе вычислений состава продуктов сгорания. С этой целью была определена связь между количеством атомов

[С] и [Н] в горючем при $\alpha = 1$ (стехиометрическом соотношении компонентов). С одной стороны, из (7) при $\alpha = 1$ следует

$$(\text{стех})\dot{V}_O / (\text{стех})\dot{V}_\Gamma = \alpha\chi_0 = \chi_0. \quad (9)$$

С другой стороны, при стехиометрическом соотношении количество максимальных валентностей окислительных элементов равно количеству максимальных валентностей восстановительных элементов. Поэтому применительно, например, к углеводородам и кислороду можно записать такой баланс



а из него баланс по атомам кислорода

$$2 \frac{\dot{V}_O}{\dot{V}_\Gamma} = 2b_C + \frac{b_H}{2}. \quad (11)$$

Это уравнение можно использовать в качестве одного из замыкающих для решения расширенной задачи вместо одного из уравнений баланса энтальпий (6). При этом отпадает необходимость в уравнениях для расчета состава продуктов сгорания одного из замеров, что для керосина с кислородом составляет 10 единиц и общее количество уравнений в этом случае уменьшается с 33 до 23. На практике при работе экстремального регулятора отношение объемных расходов горючего и окислителя, соответствующее стехиометрическому соотношению может быть определено следующим образом:

- замеренные объемные расходы при найденной максимальной температуре;
- по нескольким замерам (желательно с переходом через максимум температуры) строится аппроксимационная зависимость температуры от отношения объемных расходов горючего и окислителя и по ней определяется максимальная температура и соответствующее ей отношение объемных расходов;
- сочетание первого и второго способа с усреднением найденных отношений в случае их различия.

Результаты проверки работоспособности модели

В конечном варианте проверочный расчет выполнялся для двух отношений объемных расходов $\dot{V}_O^{(1)} / \dot{V}_\Gamma^{(1)} = 0,5956$ и $\dot{V}_O^{(2)} / \dot{V}_\Gamma^{(2)} = 1,0423$, соответствующих $\alpha^{(1)} = 0,4$ и $\alpha^{(2)} = 0,7$, а так же температурам $T^{(1)} = 2125$ К и $T^{(2)} = 3081$ К (табл. 2). Отношение объемных расходов при стехиометрическом соотношении принято $\dot{V}_O^{(\text{стех})} / \dot{V}_\Gamma^{(\text{стех})} = 1,489$.

Выбор из q индивидуальных веществ смеси газов продуктов сгорания m независимых компонентов, с помощью которых можно записать l независимых реакций образования оставшихся зависимых ($q - m$) веществ, является наиболее существенным для формы записи уравнений (4). Наиболее просто, удобно и единообразно рассматривать диссоциацию всех молекулярных компонентов только на атомы. При

решении рассматриваемой тестовой задачи из списка (8) 9-ти возможных в продуктах сгорания компонентов выбрано $m = 3$ независимых: [H], [O], [C]. С их помощью записаны $l = 6$ независимых реакций (4) образования оставшихся зависимых веществ [CO], [CO₂], [H₂O], [OH], [H₂], [O₂].

Конечная система уравнений содержит:

- два комплекта по 10 уравнений на основании (3)–(5), соответствующим двум измерениям температур и объемных расходов. Каждый комплект описывает 9 неизвестных парциальных давлений (8) и M_T , соответствующих определенному замеру;

- два уравнения (6), соответствующие этим же измерениям;

- уравнение (11).

Таким образом, имеем систему 23 алгебраических уравнений, многие из которых нелинейные. Решение ищем в численном виде. В качестве неизвестных целесообразно принять не сами определяемые величины, а их логарифмы. Логарифмическая форма позволяет не опасаться «исчезновения» определяемых неизвестных в процессе решения при любых значениях температур и давлений. Такая запись так же исключает возможность появления в процессе расчета отрицательных значений парциальных давлений, не имеющих физического смысла. Это повышает устойчивость численного решения, которое ищем с помощью метода Ньютона путем разложения уравнений системы в ряд Тейлора по степеням не выше первой. Производные ищем не по определяемым неизвестным, а по их логарифмам. Поправки так же определяются для логарифмов неизвестных. Для повышения устойчивости численного решения приняты специальные меры. При поиске нового приближения к предыдущему прибавляется только часть найденной поправки. Величина этой части определяется коэффициентом нижней релаксации. Он подбирается опытным путем, находится в интервале [0...1], задается перед началом расчетов. Давление в камере сгорания $P_\Sigma = 1$ бар. Коэффициент нижней релаксации при расчете новых приближений $k = 0,4$ во всех случаях.

Результаты расчета приведены в табл. 3.

В табл. 3:

Столбец 1:

- P – парциальные давления (бар);

- M_T – количество кмоль топлив в реакции для получения 1 кмоль продуктов сгорания;

- ⁽¹⁾, ⁽²⁾ – верхние индексы показывают номер замера, к которому относится рассматриваемый параметр;

- b_H , b_C – количество атомов водорода и углерода в формуле горючего;

- I_T – энтальпия горючего (кДж/кмоль).

Столбец 2: начальные приближения.

Столбцы (3–6): данные расчета при решении расширенной задачи через 5, 10, 15, 20 шагов соответственно.

Столбец 7: уточненные данные, полученные при решении прямой задачи (табл. 2), используемые для оценки точности решения рассматриваемой задачи (эталон).

Столбец 8: результаты расчета при решении расширенной задачи с исходными данными (температурами) из [4].

Таблица 3

Результаты расчета по расширенной модели с использованием уравнения (11)

Парциальные давления	Нач. пригл.	5 шагов расчета	10 шагов расчета	15 шагов расчета	20 шагов расчета	Точн. реш. (прям. задача)	Данные по работе [4]
1	2	3	4	5	6	7	8
$P_{CO}^{(1)}$	1,0	0,6005	0,4944	0,4872	0,4867	0,4869	0,4432
$P_{CO_2}^{(1)}$	1,0	0,0314	0,0190	0,0182	0,0181	0,0181	0,0203
$P_{H_2O}^{(1)}$	1,0	0,1393	0,0828	0,0789	0,0786	0,0784	0,1011
$P_{OH}^{(1)}$	0,1	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
$P_{H_2}^{(1)}$	0,1	0,5003	0,4208	0,4149	0,4145	0,4143	0,4332
$P_{O_2}^{(1)}$	0,1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
$P_H^{(1)}$	0,1	0,0035	0,0023	0,0022	0,0022	0,0022	0,0023
$P_O^{(1)}$	0,1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
$P_C^{(1)}$	0,1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
$M_T^{(1)}$	1,0	0,5498	0,5082	0,5051	0,5049	0,5050	0,4910
$P_{CO}^{(2)}$	1,0	0,4037	0,3480	0,3441	0,3438	0,3440	0,3172
$P_{CO_2}^{(2)}$	1,0	0,1322	0,1144	0,1132	0,1131	0,1131	0,1042
$P_{H_2O}^{(2)}$	1,0	0,3353	0,2807	0,2767	0,2763	0,2761	0,3043
$P_{OH}^{(2)}$	0,1	0,0622	0,0594	0,0592	0,0592	0,0592	0,0584
$P_{H_2}^{(2)}$	0,1	0,1316	0,1111	0,1096	0,1095	0,1094	0,1213
$P_{O_2}^{(2)}$	0,1	0,0128	0,0130	0,0130	0,0130	0,0130	0,0117
$P_H^{(2)}$	0,1	0,0730	0,0645	0,0639	0,0638	0,0638	0,0641
$P_O^{(2)}$	0,1	0,0221	0,0214	0,0213	0,0213	0,0213	0,0191
$P_C^{(2)}$	0,1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
$M_T^{(2)}$	1,0	0,4854	0,4591	0,4572	0,4571	0,4571	0,4464
b_H	1,0	2,0158	1,9631	1,9578	1,9574	1,9560	2,1808
b_C	1,0	0,9773	0,9976	0,9995	0,9996	1,0000	0,9438
I_Γ	-12000	-79699	-7223	-6567	-6517	-27238	-30527

Анализ результаты расчетов

– сравнение данных из столбцов 6 и 7 показывает, что решение получено с высокой степенью математической точности, т.е. модель не дает каких либо искажений, связанных с допущениями или неточностью численных расчетов. Незначительные расхождения в результатах (в 4-м знаке) могут быть объяснены тем, что эталонные данные (столбец 7) были получены с такой же точностью;

– быстрая сходимость результатов расчетов (столбцы 3–6) позволяет, хотя и косвенным образом, судить о высокой устойчивости численного решения;

– пробные расчеты и сравнение результатов (столбцы 7 и 8) показывают высокую чувствительность и значительную погрешность в определении количественного состава условной формулы горючего и его энтальпии. Но

погрешности в определении состава продуктов сгорания не столь велики (это наблюдается и при решении прямой задачи) и в данном случае не превосходят половины разряда второй значащей цифры, что соответствует относительной погрешности $\sim 0,05$ (допустимой инженерной точности).

Выводы

1) Математическая модель на основании уравнений вида (3)–(6), (11) для газообразного топлива позволяет определить количественный состав его условной формулы, энтальпию топлива, состав продуктов сгорания при использовании в качестве исходных данных величин замеренных технологических параметров (расходов компонентов топлива, соответствующих им температур в камере сгорания), известного элементного (качественного) состава топлива ($[C]$, $[H]$, $[O]$, и т.д.).

2) Математическая точность модели позволяет использовать полученные на её основе данные для оценки чувствительности результатов расчетов на неточность измерительного канала исходных технологических параметров.

3) При решении реальных технологических задач энтальпии и энтропии продуктов сгорания должны определяться с максимально возможной точностью на основании таблиц типа [5] или программных комплексов, табулирующих подобного рода таблицы. Полиномиальные зависимости для определения энтальпий и энтропий продуктов сгорания, описанные в [2], в следствии значительных погрешностей аппроксимации, не могут быть использованы для решения расширенной задачи.

Список литературы: 1. Кинаш, А. В. Корреляционно–экстремальная система управления котлами на основе текущих оценок КПД в металлургическом производстве: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.06; защищена 28.07.2011; утв. 23.09.2011 / Кинаш Александр Викторович. – Ч.: РФ, ЮУГУ «АУТПиП», 2011. – 242 с. 2. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания: справочник [Текст]: справ. / В. П. Глушко, В. Е. Алемасов, А. П. Ваничев и др. – М.: ВИНТИ, 1971. – Том 1. – 266 с. 3. Huf, V. N. Rept. 1037 [Текст] / V. N. Huf, S. Gordon, V. E. Morrel // NASA. – 1951. 4. Глушко, В. П. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания: справочник [Текст] / В. П. Глушко, В. Е. Алемасов М.: ВИНТИ, 1972. – Т. 2. – 390 с. 5. Гурвич, Л. В. Термодинамические свойства индивидуальных веществ [Текст] / Л. В. Гурвич, И. В. Вейц, В. А. Медведев. – М.: Наука, 1978. – Т. 1. – 328 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kinash, A. V. *Korreljacionno–jekstremal'naja sistema upravlenija kotlami na osnove tekushhijh ocenok KPD v metallurgicheskom proizvodstve: dis. ... kand. tehn. nauk.* Ch.: RF, JuUGU «АУТПиП», 2011. Print. 2. Glushko, V. P., et al. *Termodinamicheskie i teplofizicheskie svojstva produktov sgoranija: spravochnik.* Vol. 1. Moscow: VINITI, 1971. Print. 3. Huf, V. N., S. Gordon and V. E. Morrel. "Rept. 1037." NASA. 1951. Print. 4. Glushko, V. P., and V. E. Alamasov. *Termodinamicheskie i teplofizicheskie svojstva produktov sgoranija: spravochnik.* Vol. 2. Moscow: VINITI, 1972. Print. 5. Gurvich, L. V., I. V. Vejc and V. A. Medvedev. *Termodinamicheskie svojstva individual'nyh veshhestv.* Vol. 1. Moscow: Nauka, 1978. Print.

Поступила (received) 04.01.2014

УДК 66.047.7

В. М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. НТУ «ХПИ»;
В. А. КУТОВОЙ, канд. физ.-мат. наук, с.н.с.; с.н.с. ННЦ «ХФТИ», Харьков;
А. С. ЛУЦЕНКО, инженер-исследователь ННЦ «ХФТИ», Харьков

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ТЕРМОВАКУУМНОЙ СУШКИ УГЛЕРОДНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Разработка новых энергосберегающих теплотехнологических установок является важной научно – технической проблемой, связанной с использованием системного подхода к решению задач энергосбережения применительно к теплофизическим явлениям, реализуемым в теплотехнологических системах и комплексах. В работе представлены результаты исследований энергоэффективного процесса сушки и измельчения бурого угля в термовакуумной установке. Приведены расчеты нагревательного элемента термовакуумной установки. Практическая значимость проведенных исследований связана с возможностью создания промышленного производства нового поколения экологически чистых энергосберегающих термовакуумных сушильных установок.

Ключевые слова: энергосбережение, экология, сушка, измельчение, вакуум.

Введение

Известно, что около 80 % добываемого в Украине угля содержит серу. Для её удаления необходимо измельчить матрицу на фракцию мене 100 мкм с последующим удалением частиц серы. Операция удаления серы из угля трудоемкая, с большими затратами энергии и средств. Согласно существующим технологиям на измельчение угля до тонких фракций расходуется до 150 кВт·ч/т, при этом процессы измельчения не соответствуют экологическим нормам загрязнения окружающей среды [1, 2]. Современные сушильные установки должны обеспечивать однородное температурное поле в массе влажного дисперсного сырья, иметь простую конструкцию и, соответственно, быть как можно более надежными, просты и удобны в изготовлении и обслуживании, иметь высокую производительность при малом удельном расходе энергии; быть пригодными для перевозки и быстрого развертывания в рабочее положение, обеспечивать как можно более стабильные параметры сушки и получить стандартную по качеству продукцию.

Повышение эффективности технологического процесса сушки и уменьшение энергопотребления сушильной установки является актуальной задачей. Решение этих задач должно базироваться на изыскании новых, более эффективных методов энергопотребления сушильной установкой и соответствующих оптимальных режимов технологического процесса, обеспечивающего повышение энергетического КПД установки. Необходимо также учитывать физико-химические свойства высушиваемого объекта. Это дает возможность на основе выбранного критерия оптимальности и варьируемых факторов определить параметры режима технологического процесса сушки и получить энергосберегающую, высокоэффективную сушильную установку. В качестве критерия оптимальности выбирается такой показатель, как минимальная продолжительность сушки, что в свою очередь приводит к сокращению времени термического воздействия на высушиваемый объект.

Анализ основных достижений и литературы

Потребность в сушке и измельчении углеродных материалов имеет в настоящее время массовый спрос. Поэтому разработка и внедрение новых энергосберегающих

© В.М. Кошельник, В.А. Кутовой, А.С. Луценко, 2014

теплотехнологических установок для сушки и измельчения углеродных материалов является важной научно – технической проблемой, которая решается в рамках научного направления – промышленной теплоэнергетики. В настоящее время во всем мире ведутся разработки по созданию эффективных, энергосберегающих термотехнологических установок, совершенствуются методы интенсификации технологических процессов с целью повышения эффективности теплотехнического оборудования.

В работе [3] приведен электроразрядный метод снижения содержания серы в угле до норм экологических требований – меньше чем 1 %. Замена механического измельчения угля на электроразрядное – обеспечивает тонкую дезинтеграцию угля на фракции ниже 50 мкм с затратами энергии (до 30 кВт·ч/т). Данные сушильные установки имеют множество неудобств. В них не обеспечивается однородность температурного поля даже в тонких слоях сырья, а теплопередача к твердому телу очень низкая. Чем ниже коэффициент теплопередачи от теплоносителя до влажного дисперсного материала, тем хуже обеспечивается однородность температурного поля в слоях высушиваемого сырья. В данных установках необходимо выравнять температурное поле в массе влажного материала, чтобы избежать его локального перегрева. Стоимость данного оборудования и его эксплуатационные расходы чрезмерно высоки. Данные установки используют много тепловой энергии на единицу веса материала.

Для сушки разнообразных сыпучих материалов также используют трубы – сушилки [4]. Установки этого типа представляют прямую вертикальную трубу, в нижнюю часть которой поступают газ-теплоноситель и влажный материал. Влажный материал подхватывается потоком газа и при движении вверх подвергается тепловой обработке. В качестве теплоносителя используются продукты горения или горячий воздух. В этих устройствах сочетается сушка материала и его транспортировка. Недостатком такой сушилки является низкий тепловой КПД, неодинаковая степень термической обработки высушиваемого материала, применение продуктов горения, что существенно увеличивает стоимость процесса сушки и повышает энергоемкость.

Материалы исследования

Одним из перспективных направлений современного подхода к эффективному использованию энергетических ресурсов является реализация концепции по интенсификации процесса теплообмена при удалении влаги из гетерогенных материалов. В настоящее время ведутся разработки по созданию новых эффективных, энергосберегающих термотехнологических установок, совершенствуются методы интенсификации технологических процессов с целью повышения эффективности теплотехнического оборудования. Наиболее эффективным способом обезвоживания различных материалов – является термовакуумный, что подчеркивает актуальность данной темы, перспективность использования термовакуумных установок для удаления влаги из гетерогенных сред [5, 6]. Таким образом, актуальной проблемой является создание новых термотехнологических установок с улучшенными эксплуатационными и технико-экономическими характеристиками для интенсификации теплообменных процессов, которые позволят эффективно подводить тепло к высушиваемому материалу, ускорят процесс тепло- и массообмена в нем, сократят время сушки.

Результаты исследования

Целью данной работы является научное обоснование тепломассобменных технологических процессов и разработка, на базе совершенствования теплофизических

механизмов, енергосберегающей термовакuumной методики сушки углеродных материалов.

Для улучшения качества бурого угля предлагается термовакuumный метод его обработки [7]. Бурый уголь влажностью 40 %, размером до 6мм (рис. 1) поступает в полый нагревательный элемент термовакuumной установки, рис. 2. В термовакuumной установке бурый уголь сушится и одновременно измельчается, рис. 3.



Рис. 1 – Бурый уголь, исходный

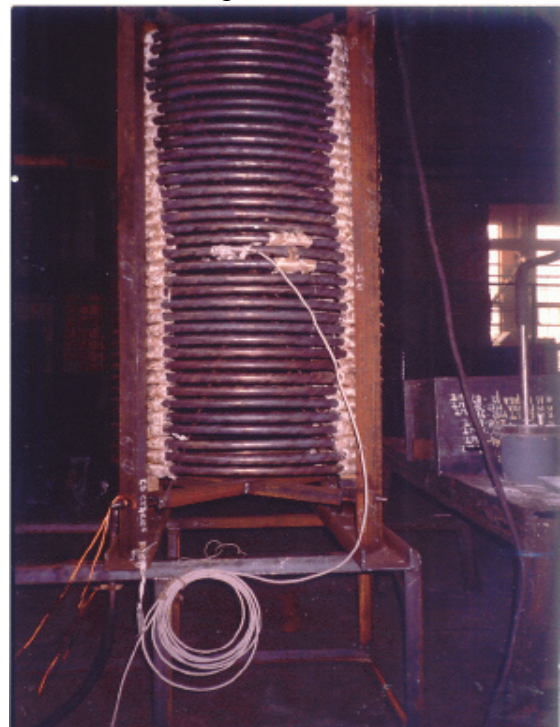


Рис. 2 – Нагревательный элемент термовакuumной установки

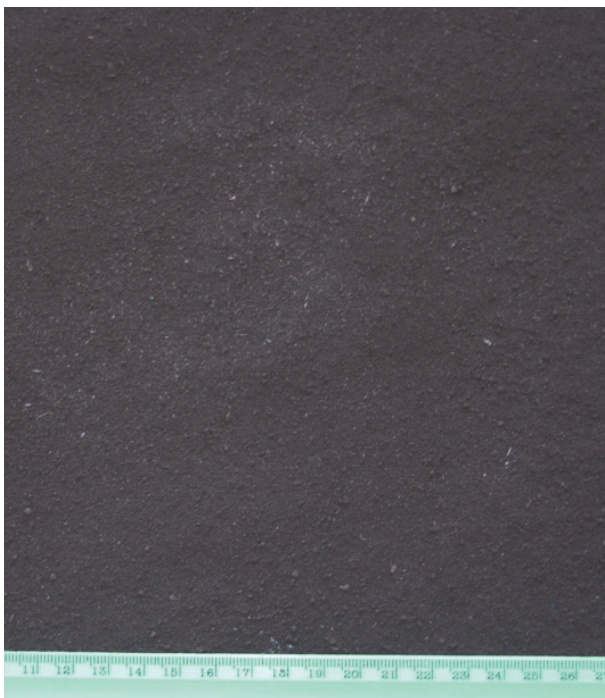


Рис. 3 – Бурый уголь, высушенный

Влияние термовакuumных процессов на сушку дисперсных материалов осуществляется за счет переноса влаги из внутренних слоев материала к его поверхности, превращения влаги в пар и удаление пара с поверхности в окружающее пространство. Для этого необходима тепловая энергия Q , которая используется для подогревания материала и его влаги до температуры испарения

$$dQ = (c_1 m_c + c_2 m_v) dT + [c_4 + c_c (T_{\text{п}} - T_{\text{и}})] dm_v, \quad (1)$$

где c_1, c_2 – теплоемкость сухого сырья и влаги, Дж/(кг·К); c_4 – удельная теплоемкость парообразования,

Дж/(кг·К); c_c – средняя удельная теплоемкость пара, при $P = \text{const}$, Дж/(кг·К); m_c, m_b – масса сухого сырья и влаги, кг; T_{Π} – температура, до которой перегревается пар влаги, уходящий с поверхности материала, К; $T_{\text{и}}$ – температура испарения влаги, К.

Количество тепла, передаваемого высушиваемому материалу с площадью S за бесконечно малый промежуток времени $d\tau$, определяется из выражения:

$$dQ = \alpha S(T_c - T_{\Pi})d\tau, \quad (2)$$

где α – коэффициент теплопередачи; T_c – температура среды сушильной камеры, К.

Сопоставляя формулу (1) с формулой (2) находим выражение для скорости сушки

$$\frac{dm_b}{d\tau} = \frac{\alpha S(T_c - T_{\Pi}) - (c_1 m_c + c_2 m_b) \frac{dT}{d\tau}}{c_4 + c_c(T_{\Pi} - T_{\text{и}})}. \quad (3)$$

В сушильных установках непрерывного действия процесс сушки разделяется на два периода. В тот момент, когда высушиваемый материал поступает в сушильную камеру, температура тела падает и ещё некоторое время продолжает снижаться, это связано с тем, что в это время сушка происходит не за счёт подводимого внешнего тепла, а за счёт внутренней энергии самого материала. В первый период сушки пар, выделяющийся с поверхности материала, является насыщенным, его температура равна температуре испарения влаги $T_{\Pi} = T_{\text{и}}$, следовательно, второй член знаменателя выражения (3) обращается в нуль. Тогда для этого периода сушки выражение (3) можно переписать в виде

$$\frac{dm_b}{d\tau} = \frac{\alpha S(T_c - T_{\Pi}) - (c_1 m_c + c_2 m_b) \frac{dT}{d\tau}}{c_4}. \quad (4)$$

Первый член числителя представляет собой тепло сушильной камеры, передаваемое высушиваемому материалу за единицу времени; второй член – это внутреннее тепло, которое расходуется на нагревание материала и его влаги за этот же промежуток времени.

В первый период сушки прогрев высушиваемого материала за счет внешнего источника тепла отсутствует и скорость сушки, как видно, становится практически зависимой только от произведения $\alpha S(T_c - T_{\Pi})$.

При дальнейшем нагревании высушиваемого материала за счет внешнего источника тепла (второй период сушки) влага из центральных слоев материала движется к поверхности в жидком виде. На поверхности она испаряется и дальше движется в парообразном состоянии. Находясь в контакте с нагревателем, пар успевает прогреться до температуры нагревателя и уходит из сушильной камеры в водокольцевой насос. В самом начале второго периода сушки режим работы сушильной установки становится установившимся.

Электрическая мощность нагревателя термовакuumной установки должна, за определенный промежуток времени, обеспечить нагревание сухого сырья, влаги,

деталей и узлов сушильной установки, превратит влагу в пар и скомпенсировать ту часть тепла, которая уходит в окружающее пространство.

Если предположить, что диаметр спирали змеевика D , то длина L_c одной спирали нагревательного элемента

$$L_c = \pi D. \quad (5)$$

Тогда количество спиралей N нагревательного элемента при длине трубопровода l будет

$$N = \frac{l}{L_c} = \frac{1}{\pi D}. \quad (6)$$

Высоту $H_{нэ}$ нагревательного элемента можно определить из выражения

$$H_{нэ} = Nd_1 = \frac{1}{L_c} d_1. \quad (7)$$

Сопротивление $R_{нэ}$ нагревательного элемента определятся из выражения

$$R_{нэ} = \frac{l\rho}{S_4}, \quad (8)$$

где ρ – удельное электрическое сопротивление материала, из которого изготовлен нагревательный элемент.

Определим площадь поперечного сечения S_4 трубчатого нагревательного элемента из выражения

$$S_4 = \frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_T^2}{4} = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_T^2), \quad (9)$$

где d_1 – наружный диаметр нагревательного элемента, м; d_T – внутренний диаметр нагревательного элемента, м.

Значение S_4 с выражения (9) подставим в выражение (8).

Сопротивление нагревательного элемента $R_{нэ}$ примет вид

$$R_{нэ} = \frac{4l\rho}{\pi(d_1^2 - d_T^2)}, \quad (10)$$

Определим максимальную мощность P_H нагревательного элемента из выражения:

$$P_H = I_H^2 R_{нэ}, \quad (11)$$

где I – ток в нагревательном элементе.

Подставим значение сопротивления из выражения (10) в выражение (11). Максимальную мощность, которую даст нагреватель можно определить из выражения

$$P_H = I_H^2 \frac{4l\rho}{\pi(d_1^2 - d_T^2)}, \quad (12)$$

Из выражения (12) следует, что размеры и материал нагревательного элемента нужно подбирать таким образом, чтобы обеспечить электрическую мощность, для создания необходимого теплового потока, направленного на непрерывную сушку влажного материала до заданной влажности.

Рабочее тело, которое входит в нагревательный элемент с начальной температурой T_{p0} отбирает от стенок нагревателя тепло

$$Q = -T_{p0}(S_{30} - S_{31}), \quad (13)$$

где S_{30}, S_{31} – начальное и конечное значение энтропии нагревателя, Дж/К;

Если в нагревательный элемент входит рабочее тело с удельной эксэргией E_1 , а выходит из него с эксэргией E_2 значит, аппарат свершил свою техническую работу $A_{\text{тех}}$. Таким образом, потеря энергии в аппарате будет

$$\Delta A = (E_1 - E_2) - A_{\text{тех}}. \quad (14)$$

Если $\Delta A \rightarrow 0$, то все происходящие в нагревателе процессы обратимы. Получается максимально возможная в данных условиях работа

$$A_{\text{тех}} = E_1 - E_2. \quad (15)$$

Потеря энергии может происходить только из-за необратимости протекающих в нагревателе процессов. Чем больше необратимость, тем больше ΔA и меньше полезная работа $A_{\text{тех}}$.

Если полезная работа нагревателя $A_{\text{тех}}$, и в неё входит поток рабочего тела с эксэргией $E_{\text{вх}}$ и подводится поток тепла к нагревательному элементу с эксэргией E_q от источника с температурой $T_{\text{ист}}$, а из нагревателя выходит поток рабочего тела с эксэргией $E_{\text{вых}}$ то потеря работоспособности составит

$$\Delta A = [(E_{\text{вх}} - E_q) - E_{\text{вых}}] - A_{\text{тех}}. \quad (16)$$

В величину ΔA входят потери работоспособности, обусловленные трением и теплообменом при конечной разности температур, а также потери теплоты нагревателем вследствие теплообмена с окружающей средой. Для количественной оценки степени термодинамического совершенства нагревателя используется эксэргетический КПД

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{A_{\text{тех}}}{E_{\text{вх}} - E_{\text{вых}} + E_q}. \quad (17)$$

Из выражения (17) следует, чем выше конечная эксэргия нагревателя и чем меньше эксэргия теплоты, тем выше эксэргетический КПД нагревателя.

Рассматривая рабочие процессы сушки и измельчения бурого угля, отметим, что при движении в полости нагревательного элемента термовакuumной установки по спиральному каналу, на влажный дисперсный материал влияет центробежная сила $F_{ц}$,

$$F_{ц} = \frac{mv^2}{R}, \quad (18)$$

где m – масса материала, кг; v – скорость движения, м/с; R – радиус центробежной силы, м.

Центробежная сила прижимает влажную частицу дисперсного материала к стенке нагревательного элемента. Элемент поверхности dS влажной частицы дисперсного материала получает приток теплоты dQ от стенки нагревателя с температурой T за промежуток времени Δt при постоянном значении коэффициента теплопередачи K .

Температура части тела T_1 влажного материала за счет интенсивного теплообмена между дисперсным материалом и стенкой нагревательного элемента становится выше температуры испарения влаги T_2 , т.е. $T_1 > T_2$. Начинается процесс интенсивного парообразования внутри тела. В результате чего, давление внутри тела становится значительно выше, чем на поверхности. Дисперсный материал разрушается на мелкие фрагменты, т.е. масса высушиваемого тела m является функцией во времени τ .

$$m = m(\tau).$$

В зависимости от режимных параметров термовакuumного процесса и характеристик высушиваемого материала происходит изменение его физических, химических и механических свойств. Например, бурый уголь превращается в мелкодисперсный. Это продолжается до тех пор, пока система не будет находиться в локально-равновесном состоянии. При этом, количество электроэнергии, затраченной на получение мелкодисперсного бурого угля влажностью 0,5 % из исходной влажностью 42 % при температуре нагревательного элемента 573 К и давлении окружающей среды ($1,33 \cdot 10^4$ Па) – составляет 24 кВт·ч/т.

Сушка бурого угля в термовакuumной установке происходит в течение 15 с. Минимальный размер кристаллов 10 nm.

Выводы

Результаты теоретических и экспериментальных исследований, представленные в данной работе, направлены на реализацию технологического процесса сушки и одновременного измельчения углеродных материалов.

На примере сушки бурого угля в термовакuumной установке показано, что термовакuumный метод снижает содержание серы в буром угле в 4,6 раза, азота – 8,5 раза, что приводит к уменьшению объема вредных выбросов в атмосферу при его сжигании.

Дана оценка эффективности термодинамической системы за период эксплуатации оборудования. Скорость сушки зависит от коэффициента теплопередачи от нагревателя к высушиваемому материалу, величины источника тепла.

Повышение экономичности процесса сушки влажных материалов, и получение качественной высушенной продукции, главным образом, связано с внедрением в

производство новых современных экологически чистых установок и энергосберегающих технологий, которые с успехом могут решать поставленные задачи.

Применение термовакuumных технологий позволяет создать энергосберегающую, высокоэффективную методику непрерывной сушки углеродных материалов и одновременного его измельчения и повысить экологию технологического процесса.

Список литературы: 1. Ризун, А. Р. Электроразрядная дезинтеграция и десульфурация угля при изготовлении водно-угольного топлива [Текст] / А. Р. Ризун, Т. Д. Денисюк, Ю. В. Голень, В. Ю. Кононов, А. Н. Рачков // Электронная обработка материалов. – 2011. – № 47(1). – С. 113–115. 2. Филипенко, Ю. Н. Подготовка угольного топлива для пылевидного сжигания на тепловых электростанциях [Текст] / Ю. Н. Филипенко, П. Т. Скляр, Е. В. Харлова, Е. В. Юдавина, Н. В. Чернявский // Збагачення корисних копалин. – 2013. – Вип. 53(94). – С. 54–61. 3. Высоцкий, С. П. Десульфурация и обогащение углей перед их сжиганием на ТЭС [Текст] / С. П. Высоцкий, Ю. С. Мاستика и др. // Энергетика и электрофикация. – 1993. – № 3. – С. 53–56. 4. Бабуха, Г. Л. Механика и теплообмен потоков полидисперсной газозвеси [Текст] / Г. Л. Бабуха, М. И. Рабинович. – Киев: Наукова думка, 1969. – С. 185–186. 5. Пат. 81138 Україна. МПК F26B9/06. Пристрій для термовакuumного сушіння / Кутовий В. О.; Заявник та патентовласник ННЦ ХФТИ. – № а200507488; заявл. 27.07.2005; опубл. 10.12.07. Бюл. № 20. – 5 с. 6. Научно-практические основы энергосберегающего термовакuumного процесса сушки дисперсных материалов [Текст] / В. А. Кутовой, А. С. Луценко, В. М. Кошельник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 70(1043). – С. 175–180. 7. Кошельник, В. М. Энергосберегающая термовакuumная сушка и измельчение бурого угля [Текст] / В. М. Кошельник, В. А. Кутовой, Ю. Г. Казаринов, А. С. Луценко // Наука техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали ХХІ Міжнародної науково-практичної конференції, Харків, 31 травня 2013 р. – С. 297.

Bibliography (transliterated): 1. Rizun, A. R., et al. "Jelektrozrjadnaja dezintegracija i desul'furacija uglja pri izgotovlenii vodno-ugol'nogo topliva." *Jelektroonnaja obrabotka materialov* 47(1) (2011): 113–115. Print. 2. Filipenko, Ju. N., et al. "Podgotovka ugol'nogo topliva dlja pylevidnogo szhiganija na teplovyh jelektrostantsijah." *Zbagachennja korysnyh kopalyn* 53(94) (2013): 54–61. Print. 3. Vysockij, S. P., et al. "Desul'furacija i obogashhenie uglej pered ih szhiganiem na TJeS." *Jenergetika i jelektrofikacija* 3 (1993): 53–56. Print. 4. Babuha, G. L., and M. I. Rabinovich. *Mehanika i teploobmen potokov polidispersnoj gazovzvesi*. Kiev: Naukova dumka, 1969. 185–186. Print. 5. Kutovoj, V. O. "Prystrij dlja termovakuumnogo sushinnja." U Patent 81138 (MPK F26B9/06) 10 December 2007. 6. Kutovoj, V. A., A. S. Lucenko and V. M. Koshel'nik. "Nauchno-prakticheskie osnovy jenergosberegajushhego termovakuumnogo processa sushki dispersnyh materialov." *Visnyk NTU "HPI". Serija: Novi rishennja v suchasnyh tehnologijah*. No. 70(1043). Kharkiv: NTU "HPI", 2013. 175–180. Print. 7. Koshel'nik, V. M., et al. "Jenergosberegajushhaja termovakuumnaja sushka i izmel'chenija burogo uglja." *Nauka tehnik, tehnologija, osvita, zdorov'ja: materialy HHI Mizhnarodnoi' naukovo-praktychnoi' konferencii' 31 May 2013*. Kharkiv, 297. Print.

Поступила (received) 19.02.2014

УДК 621:311

М. А. МАРТИНЯК, аспірантка НУ «Львівська політехніка»;

Й. С. МИСАК, д-р техн. наук, проф., зав. кафедри НУ «Львівська політехніка»

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМИ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З ТЕПЛОВИМ ПУНКТОМ

В статті розглянутий метод аналізу роботи систем централізованого теплопостачання, який дозволяє комплексно проаналізувати всі складові системи, визначити поетапно ефективність роботи складових системи, а також кількість тепла, що поступає тепловому споживачу та втрати його при генерації та транспортуванні. Показано, що в сучасних системах централізованого теплопостачання сумарні втрати тепла не перевищують 10 %.

Ключові слова: метод, система централізованого теплопостачання, ТЕЦ, котельня, тепловий пункт, тепловий споживач, економічність.

Вступ

Централізоване теплопостачання побутових та промислових об'єктів є важливою складовою загального енергозабезпечення України. Сьогодні централізоване теплопостачання займає основне місце в загальному теплопостачанні об'єктів. Більшість міст України мають системи централізованого теплопостачання з використанням генеруючих теплових об'єктів (котелень або ТЕЦ).

Переваги централізованого теплопостачання над децентралізованим очевидні: більша теплова ефективність, можливість спалювання дешевих видів палива місцевого походження, малі транспортні затрати, менша забрудненість навколишнього середовища, завдяки впровадженню систем високоефективного устаткування, тощо.

Проте, на сьогоднішній день для ефективної і економічної роботи систем централізованого теплопостачання потрібні великі кошти для їх модернізації із встановленням високоекономічного та екологічно обґрунтованого устаткування.

Постановка проблеми, ціль роботи

Протягом останніх 15 років більшість країн-сусідок України модернізували свої системи централізованого теплопостачання, щоб перейти на надання високоякісних послуг з централізованого постачання тепла і гарячої води за прийнятними цінами на основі фінансової стабільності. Україна не здійснила цей перехід.

Стан переважної більшості систем централізованого теплопостачання на даний момент можна охарактеризувати як жалюгідний. Це зумовлено, насамперед, тим, що в них встановлено морально та фізично застаріле устаткування. Спостерігається висока ступінь відмов і низька якість регулювання відпуску теплоносія, як наслідок – перевитрата палива, що призводить до наднормативних втрат теплоти або (що трапляється набагато частіше) недопоставки теплової енергії споживачеві.

Вирішення вищевказаних проблем є неможливим без індивідуального аналізу систем централізованого теплопостачання.

Основний зміст роботи

Розглянемо систему централізованого теплопостачання, яка складається з: джерела генерації тепла (ТЕЦ або котельня); теплового пункту; трубопроводів подачі енергії та трубопроводів подачі води в тепловий пункт, а також теплового споживача, див. рис.

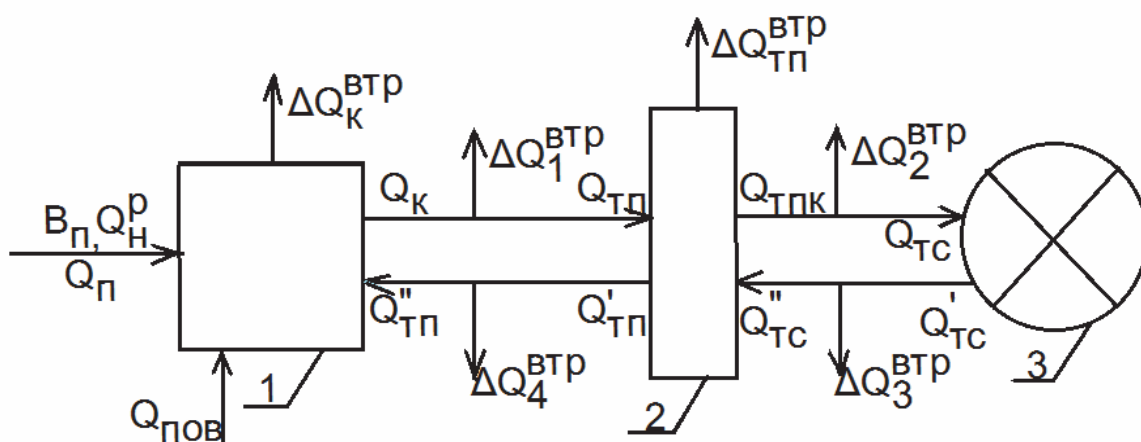


Рис. – Схема централізованого тепlopостачання з тепловим пунктом:
1 – джерело енергії (котельня або ТЕЦ); 2 – тепловий пункт; 3 – тепловий споживач

Для системи тепlopостачання, що розглядається, кількість теплової енергії Q_{Π} , що поступає в паливню котла із паливом, можна визначити так

$$Q_{\Pi} = Q_{\text{к}} + \Delta Q_{\text{к}}^{\text{ВТР}}, \quad (1)$$

де $Q_{\text{к}}$ – корисне тепло, що генерує котел; $\Delta Q_{\text{к}}^{\text{ВТР}}$ – втрати тепла в котлі.

Якщо виразити втрати тепла в котлі в долях одиниці, то вони будуть такими:

- q_2 – втрати тепла з відхідними газами;
- q_3 – втрати тепла з хімічною неповнотою згорання;
- q_4 – втрати тепла з механічним недопалом;
- q_5 – втрати тепла в навколишнє середовище;
- q_6 – втрати тепла з фізичним теплом жужелю.

Кількість тепла, що поступає в паливню котла буде складатися як сума

$$Q_{\Pi}^{\text{сум}} = Q_{\Pi} + Q_{\text{пов}} + Q_{\text{тп}}'', \quad (2)$$

де $Q_{\text{пов}}$ – кількість тепла, що поступає з повітрям; $Q_{\text{тп}}''$ – кількість тепла, що поступає з енергоносієм (конденсатом).

Складові тепла $Q_{\text{пов}}$ і $Q_{\text{тп}}''$, що вносяться в паливню котла, в інженерних розрахунках інколи не враховують, так як їх частка тепла в загальній складовій незначна.

Для розрахунків введемо поправочні енергетичні коефіцієнти до загальної кількості тепла, що подається в паливню котла. Для незначної кількості тепла, що вноситься додатково з повітрям та конденсатом введемо такі поправочні енергетичні коефіцієнти.

Поправочний енергетичний коефіцієнт $K_{\text{пов}}$ на тепло, що вноситься в паливню котла з повітрям визначимо

$$K_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{сум}}}{Q_{\Pi} + Q_{\text{тп}}''}, \quad (3)$$

а поправочний енергетичний коефіцієнт на тепло що вноситься із конденсатом

$$K_{\text{тп}}'' = \frac{Q_{\Pi}^{\text{сум}}}{Q_{\Pi} + Q_{\text{пов}}}, \quad (4)$$

тоді сумарна кількість тепла, що поступає в паливню котла визначається

$$Q_{\Pi}^{\text{сум}} = Q_{\Pi} K_{\text{пов}} K_{\text{тп}}'' \quad (5)$$

Кількість корисного тепла, що генерує котел за період τ можна записати

$$Q_{\text{к}} = \int_0^{\tau} Q_i d\tau \quad (6)$$

При роботі n котлів кількість тепла, що генерує котельня (ТЕЦ) запишемо як суму тепла, що генерує кожний котел

$$Q_{\text{к}}^n = \sum_{i=1}^{i=n} \int_0^{\tau} Q_i d\tau, \quad (7)$$

де n –кількість котлів.

Втрати тепла котлом визначимо за формулою

$$\Delta Q_{\text{к}}^{\text{втр}} = Q_{\Pi}^{\text{сум}} \sum_{i=2}^{i=6} q_i \quad (8)$$

За період роботи котла τ втрати тепла можна визначити

$$\Delta Q_{\text{к}}^{\text{втр}} = \int_0^{\tau} \Delta Q_{\text{к}}^{\text{втр}} d\tau \quad (9)$$

При роботі n котлів сумарні втрати за період τ котельні знайдемо

$$\Delta Q_{\text{сум к}}^{\text{втр}} = \sum_{i=1}^{i=n} \left(Q_{\Pi}^{\text{сум}} \sum_{i=2}^{i=6} q_i \right)_i \quad (10)$$

або

$$\Delta Q_{\text{сум к}}^{\text{втр}} = \sum_{i=1}^{i=n} \int_0^{\tau} \Delta Q_{\text{к}j}^{\text{втр}} d\tau \quad (11)$$

Загальну кількість тепла, що поступає в котельню визначимо за тепловими втратами та корисним теплом котла, сумуючи корисне тепло та втрати

$$Q_{\Pi} = \sum_{i=1}^{i=n} \int_0^{\tau} Q_i d\tau + \sum_{i=1}^{i=n} \int_0^{\tau} \Delta Q_{\text{к}j}^{\text{втр}} d\tau \quad (12)$$

Коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{к}}$ котла визначимо із рівняння

$$\eta_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{Q_{\Pi}^{\text{сум}}} = \frac{\int_0^{\tau} Q_{\text{к}j} d\tau}{\int_0^{\tau} Q_{\text{к}j} d\tau + \int_0^{\tau} \Delta Q_{\text{к}j}^{\text{втр}} d\tau} \quad (13)$$

Кількість тепла, що поступає в тепловий пункт

$$Q_{\text{тп}} = Q_{\Pi}^{\text{сум}} - (\Delta Q_{\text{к}}^{\text{втр}} + \Delta Q_1^{\text{втр}}), \quad (14)$$

а коефіцієнт транспорту тепла від котельні до теплового пункту визначимо так

$$\eta_{\text{к-тп}}^{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{тп}}}{Q_{\text{к}}} = \frac{Q_{\text{к}} - \Delta Q_1^{\text{втр}}}{Q_{\text{к}}} = 1 - \frac{\Delta Q_1^{\text{втр}}}{Q_{\text{к}}} \quad (15)$$

Втрати тепла в тепловому пункті визначимо

$$\Delta Q_{\text{ТП}}^{\text{ВТР}} = Q_{\text{ТП}} - Q_{\text{ТП К}}, \quad (16)$$

а корисне тепло, що віддає тепловий пункт $Q_{\text{ТП К}}$ знайдемо так

$$Q_{\text{ТП К}} = Q_{\text{ТП}} - \Delta Q_{\text{ТП}}^{\text{ВТР}}. \quad (17)$$

За період роботи τ кількість тепла, що віддає тепловий пункт тепловому споживачу визначимо

$$Q_{\text{ТП К}}^{\tau} = \int_0^{\tau} Q_{\text{ТП К}} dt - \int_0^{\tau} \Delta Q_{\text{ТП К}}^{\text{ВТР}} dt. \quad (18)$$

При цьому теплове навантаження теплового пункту із сторони подачі тепла від котельні (ТЕЦ) визначимо так

$$Q_{\text{ТП}}^{\text{К}} = Q_{\text{ТП}} - Q'_{\text{ТП}}, \quad (19)$$

а із сторони теплового споживача

$$Q_{\text{ТП К}}^{\text{ТС}} = Q_{\text{ТП К}} - Q''_{\text{ТС}}, \quad (20)$$

де $Q_{\text{ТП}}^{\text{К}}$ – кількість теплоти, що отримує тепловий пункт зі сторони котельні (ТЕЦ);

$Q_{\text{ТП К}}^{\text{ТС}}$ – кількість теплоти, що використовує тепловий споживач.

Коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ТП}}$ теплового пункту знайдемо

$$\eta_{\text{ТП}} = \frac{Q_{\text{ТП К}}^{\text{ТС}}}{Q_{\text{ТП}}^{\text{К}}} = \frac{\int_0^{\tau} Q_{\text{ТП К}}^{\text{ТС}} dt}{\int_0^{\tau} \Delta Q_{\text{ТП}}^{\text{К}} dt}. \quad (21)$$

Для сучасних теплових пунктів без введення додаткових джерел енергії ККД достатньо високий і знаходиться на рівні (97–99) %.

Коефіцієнт транспорту теплоти $\eta_{\text{ТР}}^{\text{ЗВ.К}}$ з конденсатом від теплового пункту до котла достатньо високий і при інженерних розрахунках його часто не враховують.

Визначити його можна так

$$\eta_{\text{ТР}}^{\text{ЗВ.К}} = \frac{Q''_{\text{ТП}}}{Q'_{\text{ТП}}} = \frac{\int_0^{\tau} Q''_{\text{ТП К}} dt}{\int_0^{\tau} \Delta Q'_{\text{ТП К}} dt}, \quad (22)$$

або

$$\eta_{\text{ТР}}^{\text{ЗВ.К}} = \frac{Q''_{\text{ТП}} - \Delta Q_4^{\text{ВТР}}}{Q'_{\text{ТП}}} = 1 - \frac{\Delta Q_4^{\text{ВТР}}}{Q'_{\text{ТП}}}. \quad (23)$$

При транспортуванні тепла від теплового пункту до споживача виникають його втрати при транспортуванні $\Delta Q_2^{\text{ВТР}}$.

Коефіцієнт транспорту визначають аналогічно транспорту тепла від котла до теплового пункту $\eta_{\text{ТП К-ТС}}^{\text{ТР}}$, а саме

$$\eta_{\text{ТП К-ТС}}^{\text{ТР}} = \frac{Q_{\text{ТС}}}{Q_{\text{ТП К}}} = \frac{Q_{\text{ТП К}} - \Delta Q_2^{\text{ВТР}}}{Q_{\text{ТП К}}} = 1 - \frac{\Delta Q_2^{\text{ВТР}}}{Q_{\text{ТП К}}}. \quad (24)$$

При подачі зворотного енергоносія від теплового споживача до теплового пункту в теплових мережах відбуваються втрати тепла. В залежності від температури зворотного енергоносія теплового споживача, ці втрати можуть змінюватися за абсолютною величиною. При цьому їх можна визначити через коефіцієнт транспорту зворотного енергоносія теплового споживача

$$\eta_{\text{ТС-ТП К}}^{\text{ТР}} = \frac{Q_{\text{ТС}}''}{Q_{\text{ТС}}'} = \frac{Q_{\text{ТС}}' - \Delta Q_i^{\text{ВТР}}}{Q_{\text{ТС}}'} = 1 - \frac{\Delta Q_i^{\text{ВТР}}}{Q_{\text{ТС}}'}. \quad (25)$$

Тоді коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ЦС}}$ системи централізованого тепlopостачання з тепловим пунктом визначаємо:

$$\eta_{\text{ЦС}} = \frac{Q_{\text{ТС}}}{Q_{\text{П}}^{\text{СУМ}}} = \frac{Q_{\text{К}}}{Q_{\text{П}}^{\text{СУМ}}} \frac{Q_{\text{ТП}}}{Q_{\text{К}}} \frac{Q_{\text{ТП К}}}{Q_{\text{ТП}}} \frac{Q_{\text{ТС}}}{Q_{\text{ТП К}}} \quad (26)$$

або

$$\eta_{\text{ЦС}} = \eta_{\text{К}} \eta_{\text{К-ТП}}^{\text{ТР}} \eta_{\text{ТП}} \eta_{\text{ТП К-ТС}}^{\text{ТР}}. \quad (27)$$

Кількість теплоти, що отримує тепловий споживач визначимо так

$$Q_{\text{ТС}} = Q_{\text{П}}^{\text{СУМ}} - (\Delta Q_{\text{К}}^{\text{ВТР}} + \Delta Q_1^{\text{ВТР}} + \Delta Q_{\text{ТП}}^{\text{ВТР}} + \Delta Q_2^{\text{ВТР}}). \quad (28)$$

При відомих коефіцієнтах корисної дії котла, теплового пункту та транспорту енергоносіїв, кількість теплоти, що поступає до теплового споживача знайдемо з рівняння

$$Q_{\text{ТС}} = Q_{\text{П}}^{\text{СУМ}} \eta_{\text{К}} \eta_{\text{К-ТП}}^{\text{ТР}} \eta_{\text{ТП}} \eta_{\text{ТП К-ТС}}^{\text{ТР}}. \quad (29)$$

За період τ кількість тепла, що отримає тепловий споживач визначимо

$$Q_{\text{ТС}}^{\tau} = \eta_{\text{К}} \eta_{\text{К-ТП}}^{\text{ТР}} \eta_{\text{ТП}} \eta_{\text{ТП К-ТС}}^{\text{ТР}} \int_0^{\tau} Q_{\text{П}}^{\text{СУМ}} dt. \quad (30)$$

Для сучасних систем централізованого тепlopостачання коефіцієнт корисної дії котла $\eta_{\text{К}}$, теплового пункту $\eta_{\text{ТП}}$ та транспорту енергоносіїв $\eta_{\text{К-ТП}}^{\text{ТР}}$ та $\eta_{\text{ТП К-ТС}}^{\text{ТР}}$ достатньо високі, що дозволяє транспортувати тепло до теплового споживача із малими втратами. Так при $\eta_{\text{К}} = 0,94$; $\eta_{\text{ТП}} = 0,98$; $\eta_{\text{К-ТП}}^{\text{ТР}} = 0,99$ та $\eta_{\text{ТП К-ТС}}^{\text{ТР}} = 0,99$ кількість теплоти від загальної сумарної теплоти, що поступає в паливню котла $Q_{\text{П}}^{\text{СУМ}}$ виражену в долях одиниці, споживатиме 0,9 або 90 % і більше, а для систем централізованого тепlopостачання, що відпрацювали свій технічний ресурс із котлами з низьким ККД та великими втратами тепла в транспортних системах, кількість тепла, що поступає до теплового споживача в порівнянні від сумарного тепла, що поступає в паливню котла, становитиме 70 % і менше.

Отже, для ефективного використання тепла, що генерує котельня, потрібна модернізація теплових мереж з встановленням високоефективного устаткування та заміна котлів котелень з високим ККД.

Висновки

1) Запропонований метод аналізу роботи систем централізованого теплопостачання дозволяє комплексно проаналізувати всі складові системи, визначити поетапно ефективність роботи складових системи, а також кількість тепла, що поступає тепловому споживачу, та втрати його при генерації та транспортуванні.

2) Для сучасних систем централізованого теплопостачання кількість тепла, що отримує тепловий споживач в порівнянні від кількості теплової енергії, що отримує котел з паливом, повітрям, що поступає в паливнях котла та живильною водою, становить 90 % і більше.

3) Для підвищення ефективності роботи існуючих систем централізованого теплопостачання потрібна модернізація або заміна застарілих, які відпрацювали свій технічний ресурс систем централізованого теплопостачання. При цьому потрібно перш за все визначати вузли системи з найбільшими втратами тепла при її модернізації, а при заміні – використати найбільш ефективні складові системи централізованого теплопостачання, які відповідають сучасному світовому технічному рівню.

Список літератури: 1. Шидловський, А. К. Енергетичні ресурси та потоки [Текст] / За загал. ред. А. К. Шидловського. – К.: Українські енциклопедичні знання, 2003. – 468 с. 2. Воїнов, О. П. Перспективи оновлення котлів у малих системах теплопостачання [Текст] / О. П. Воїнов, С. О. Воїнов, М. М. Полунін // Енергетика та електрифікація. – 2013. – № 4. – С. 11–13. – ISSN 0424-9879. 3. Соколов, Е. Я. Теплофикации и тепловые сети [Текст] / Е. Я. Соколов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 360 с. 4. Ионин, А. А. Теплоснабжение [Текст] / А. А. Ионин, Б. М. Хлыбов, В. Н. Братенков, Е. Н. Терлецкая. – М.: Стройиздат, 1982. – 336 с.

Bibliography (transliterated): 1. Shydlovs'kyj, A. K. *Energetychni resursy ta potoky*. Ed. A. K. Shydlovs'kogo. Kiev: Ukrai'ns'ki encyklopedychni znannja, 2003. Print. 2. Voinov, O. P., S. O. Voinov and M. M. Polunin. "Perspektyvy onovlennja kotliv u malyh systemah teplopostachannja." *Energetyka ta elektryfikacija* 4 (2013): 11–13. ISSN 0424-9879. Print. 3. Sokolov, E. Ja. *Teplofikacii i teplovyje seti*. Moscow: Jenergoizdat, 1982. Print. 4. Ionin, A. A., et al. *Teplosnabzhenie*. Moscow: Strojizdat, 1982. Print.

Надійшла (received) 14.02.2014

УДК 697.3-52

Г. О. БАЛАСАНЯН, д-р техн. наук, проф., проф. ОНПУ, Одеса;
О. А. КЛИМЧУК, канд. техн. наук, доц., доц. ОНПУ, Одеса;
Е. В. КИРИЛЛОВА, аспірантка ОНПУ, Одеса

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ КОМБІНОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НАВЧАЛЬНОГО КОРПУСУ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ЕКСЕРГОЕКОНОМІЧНОГО АНАЛІЗУ

Рассмотрены режимы работы комбинированной системы теплоснабжения учебного корпуса с использованием возобновляемых источников энергии. Представлена принципиальная схема внедряемой установки теплоснабжения. Проведен эксерго-экономический анализ эффективности работы различных источников тепла в зависимости от внешних факторов. Предложена методика оптимизации технико-экономических параметров тепловой схемы комбинированной системы теплоснабжения на основе эксергоэкономического анализа. Для комбинированной системы теплоснабжения учебного корпуса решена задача оптимизации рабочих параметров.

Ключові слова: поновлювальні джерела тепла, комбіноване теплопостачання, эксергоекономічний метод, оптимізація роботи системи теплопостачання.

Вступ

В останні роки досить широко в системах теплопостачання застосовують відновлювальні джерела енергії. При цьому як правило додатково встановлюють резервне джерело тепла – газовий котел, та бак-акумулятор. Така система теплопостачання стає комбінованою. Вартість основного обладнання комбінованої системи теплопостачання досить значна, тому досить важливо на етапі проектування визначити основні показники роботи такої системи, для її оптимізації.

В даній роботі розглянута методика оптимізації параметрів теплової схеми комбінованої системи теплопостачання (рис.), що заснована на эксергоекономічному аналізі. Оптимізація параметрів наведеної теплової схеми виконується з метою мінімізації сумарної вартості продуктів, що виробляються системою при граничних умовах, пов'язаних з надійністю, зручністю експлуатації і технологією виготовлення системи.

Мета роботи – визначити найбільш ефективний режим роботи джерел тепла комбінованої системи теплопостачання навчального корпусу.

Ексергоекономічний метод, покладений в основу оптимізації представленої схеми, об'єднує ексергетичний та економічний аналіз, який є потужним інструментом для розуміння взаємозв'язку між термодинамікою і економікою і дозволяє проаналізувати режими роботи енергоспоживаючої системи з точки зору вартості [1].

Суть методу полягає в розбивці системи на окремі енергоперетворюючі компоненти, для кожного з яких можна записати рівняння балансу вартості, яке показує, що сума вартостей, пов'язаних з усім процесом транспорту ексергії, дорівнює сумі вартостей усіх видів ексергії плюс відповідна вартість капітальних витрат і витрат на обслуговування [2]:

$$\sum_e C_{e,k} + C_{w,k} = C_{q,k} + \sum_i C_{i,k} + Z_k, \quad (1)$$

де $C_{e,k}$, $C_{i,k}$ – відповідно вхідна і вихідна вартості потоків ексергії в k -м компоненті; $C_{w,k}$ – вартість потоку ексергії, пов'язана з витратою роботи в компоненті; $C_{q,k}$ –

© Г.О. Баласян, О.А. Климчук, Е.В. Кириллова, 2014

вартість потоку ексергії, пов'язана з виведенням тепла з компонента; Z_k – вартість капітальних витрат і витрат на обслуговування k -го компонента.

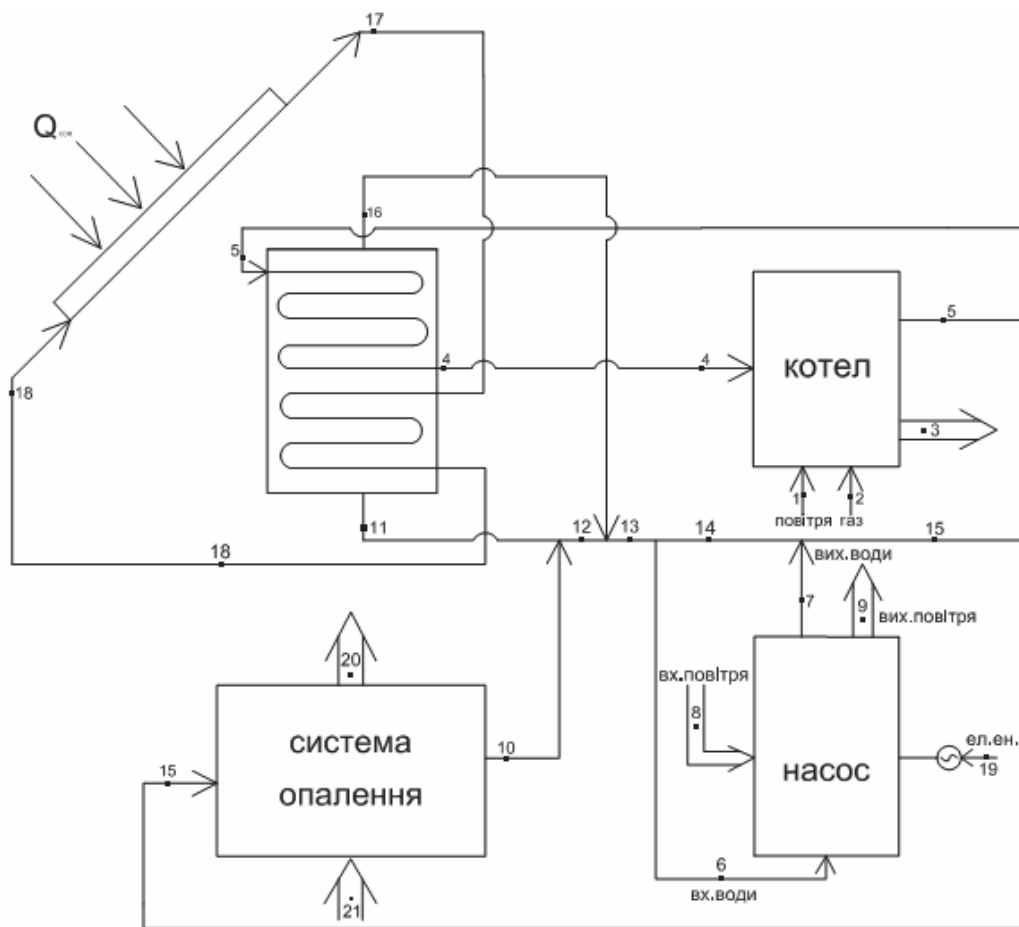


Рис. – Схема комбінованої системи тепlopостачання навчального корпусу

Для кожного компонента системи вводиться поняття «паливо» (будь-яке зменшення ексергії потоку між входом і виходом) і «продукту» (будь-яке збільшення ексергії потоку між входом і виходом), а також допоміжні рівняння вартості, що характеризують взаємозв'язок між компонентами.

Цільова функція, значення якої мінімізується, дорівнює сумарній вартості продукту системи (тепло до системи опалення) та визначається виразом: $(C_{20} - C_{21}) \rightarrow \min$.

Поставлена задача оптимізації, яка є завданням нелінійного програмування, була вирішена з використанням електронних таблиць Excel (програма «Пошук рішення»).

Вихідні дані для вирішення задачі:

- ціна електроенергії..... $C_{\text{ел}} = 1,07$ грн./($\text{kBт} \cdot \text{год.}$);
- ціна палива..... $C_{\text{газа}} = 4,6$ грн/ м^3 ;
- нижча теплота згоряння газу..... $Q_{\text{н}}^p = 32$ МДж/ м^3 ;
- площа геліоколектора..... 20 м^2 ;
- площа будівлі, що опалюється..... 800 м^2 ;
- номінальна теплова потужність теплового насосу..... $18,5$ kBт ;

– максимальна теплова потужність водогрійного котла105 кВт.

Результати розрахунку основних показників ексергоекономічного методу зведені в таблицю.

Таблиця

Основні показники ексергоекономічного аналізу

Найменування компоненту	Деструкція ексергії, $E_{D,k}$, кВт	Ексергетична ефективність, ε_k	Ціна ексергії палива, $C_{F,k}$, грн./(кВт·год.)	Ексерго-економічний фактор, f_k
Тепловий насос	6,17	0,182	0,88	0,330
Котел	4,32	0,085	0,52	0,629
Бак-акумулятор	0,12	0,784	18,62	0,089
Геліоколектор	2,27	0,076	0,00	1,000
Вся система	11,05	0,249	0,62	0,714

Висновки

1) Запропоновано методику оптимізації техніко-економічних параметрів теплової схеми комбінованої системи теплопостачання на основі ексергоекономічного аналізу.

2) Поставлена і вирішена задача оптимізації параметрів теплової схеми комбінованої системи теплопостачання.

Список літератури: 1. *Bejan, A. Thermal Design and Optimization* [Text] / A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. – New York: J. Wiley, 1996. 2. *Тсатсароніс, Джордж* Взаємодія термодинаміки і економіки для мінімізації вартості енергоперетворюючої системи [Текст] / Джордж Тсатсароніс. – Одеса: ТОВ «Студія «Негоціант», 2002. – 152 с.

Bibliography (transliterated): 1. Bejan, A., G. Tsatsaronis and M. Moran. *Thermal Design and Optimization*. New York: J. Wiley, 1996. Print. 2. Tsatsaronis, Dzhorzh. *Vzajemodija termodynamiky i ekonomiky dlja minimizacii' vartosti energoperetvorjujucej systemy*. Odesa: TOV "Studija «Negociant", 2002. Print.

Надійшла (received) 11.03.2014

УДК 662.92

С. П. ПОЛЯКОВ, д-р техн. наук, проф.; проф. Черкаського державного технологічного університету;
Г. Е. КАЛЕЙНИКОВ, канд. техн. наук, доц.; доц. Черкаського державного технологічного університету

СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ НА БАЗІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ МАСТИЛ

В работе предложен способ отопления с использованием теплоты процесса комбинированного сжигания в двухфазном потоке водных эмульсий отработанных моторных масел и пиролизного газа. Проведено моделирование процессов горения эмульсий. Подобраны рациональные режимы горения и определен состав пиролизного газа. Установлено, что при определенных соотношениях объемов избыточного воздуха и водяного пара, который испаряется из эмульсии, в составе уходящих газов отсутствуют H_2 и CO , т.е. наблюдается полное сгорание.

Ключові слова: відпрацьовані мастила, горіння, емульсії, піроліз.

Вступ. Спалювання відпрацьованих мастил (ВМ) – це актуальна проблема. Виникають великі витрати щодо утримання пунктів збору, зберігання, транспортування та переробки. З іншого боку відпрацьовані мастила є джерелом теплової енергії, придатної для опалення суспільних і виробничих приміщень. При спалюванні ВМ виділяється до 35 МДж/літр теплової енергії.

Авторами запропоновано спосіб спалювання ВМ у вигляді водо-мастильної емульсії в потоці піролізного газу. Однак, класичний піроліз не дозволяє повною мірою запобігти утворенню небезпечних сполук на виході з топки.

Аналіз основних досягнень та літератури. На сьогоднішній день у світі існує багато патентованих способів і обладнання для утилізації низькосортного палива: SU 1548601, A1, 07.03.1990; RU 2079051, C1, 10.05.1997; RU 2227251, C2, 20.04.2004; US 4291636, 29.09.1981, UA 59465, C2, 15.09.2003. На ринку представлено достатньо ефективних пальників та пічок для спалювання попередньо фільтрованого ВМ, однак вартість обладнання значна, в результаті частина мастила спалюється в непристосованих котельних та печах.

Виробники обладнання замовчують проблеми екології процесу спалювання ВМ: відбувається викид в атмосферу шкідливих речовин. За світовими вимогами природоохоронних стандартів вміст у газових викидах шкідливих речовин має бути: пилу – не більше 10 мг/м^3 , SO_2 – 50, HCl – 10, HF – 1, CO – 50, NO_x – 200, діоксинів – $0,1 \text{ нг/м}^3$. Вміст оксидів важких металів не повинен перевищувати 3 мг/м^3 , у тому числі кадмію, ртуті, свинцю – по $0,1 \text{ мг/м}^3$.

Метою роботи є теоретичні та експериментальні дослідження процесу піролізного спалювання мастил з метою створення наукової бази для вдосконалення способу високотемпературного піролізу з урахуванням усіх недоліків.

Матеріали дослідження. Авторами було проведено аналіз сучасних технологій спалювання ВМ. В результаті було виявлено наступні еколого-економічні недоліки:

1) При спалюванні в атмосферу викидається високодисперсний пил ($1-2 \text{ кг/м}^3$ ВМ) і шкідливі гази.

До складу високодисперсної леткої золи входять мінеральні частки й незгорілі частки органічних речовин. Газоподібні викиди складаються з: діоксида вуглецю CO_2 і водяних парів, сполук важких металів, продуктів неповного згорання, а саме поліароматичні та галоїдвмісні вуглеводні.

© С.П. Поляков, Г.Е. Калейніков, 2014

2) При спалюванні утворюється зола (до 7 % від маси ВМ), забруднена важкими металами.

3) Спалювання – це високо технологічний складний процес, який потребує складного багаторівневого очисного обладнання через підвищені санітарні норми.

4) Необхідне попереднє відстоювання після транспортування, відділення осаду, води та антифрізу.

5) Великі капітальні та експлуатаційних витрати на котельне обладнання та системи повітряочищення.

При спалюванні 1 т ВМ утворюється близько 7 тис. м³ димових газів, у яких містяться оксиди азоту й сірки, хлористий водень, поліароматичні вуглеводні, хлорбензоли й важкі метали. Важкі метали, які сорбуються частками леткої золи, у середньому містять: алюмінію – 3,1 мг/м³; цинку – 2,7; свинцю – 1,6; міді – 0,15; хрому – 1,4.

Останнім часом у світовій практиці підвищена увага приділяється термохімічним процесам спалювання, а саме піролізу, як найбільш досконалому технічно та безпечному екологічно [1–6]. Цей спосіб порівняно з іншими має ряд переваг: швидкість реакцій зростає експоненціально зі збільшенням температури, у той час як теплові втрати зростають лінійно, тому відбувається більш інтенсивне перетворення вихідних складу ВМ; відбувається більш повний вихід летких продуктів; кількість залишку після закінчення процесу зменшується. Однак є багато недоліків: руйнування високотоксичних сполук усередині котла, не запобігає повторному їх синтезу за його межами, необхідне додаткове очищення газів за допомогою сорбційних установок.

За методом піролізу «*Torrax*» паливо подають зверху в котел і під впливом сили ваги воно послідовно проходить зони сушіння, піролізу, первинного горіння та плавлення.

Розкладання органічної частини сировини в зоні піролізу відбувається практично без доступу вільного кисню завдяки теплу висхідного потоку гарячих газів із зони первинного горіння та плавлення. У нижній частині котла відбувається горіння твердих вуглецевмісних продуктів, саме сюди подається підігріте до температури 1100 °С повітря. Температура, необхідна для плавлення неорганічних компонентів, у цій зоні досягає 1650 °С. Утворений розплав безперервно виводиться з реактора в жужільну ванну, а газоподібні продукти піролізу при температурі (430–480) °С виводяться з реактора й направляються до камери спалювання.

В описаному способі введення тепла в котел виключити влучення вільного кисню в зону піролізу можна тільки при спалюванні палива з нестачею кисню, тому одержати стабільно високі температури, які забезпечували б розплавлення всіх неорганічних компонентів, за таких умов важко, у зв'язку з чим не всі мінеральні компоненти відходів розплавляються. За рахунок цього дестабілізується процес у цілому.

Газоподібні продукти піролізу, які виводяться з котла при температурі (430–480) °С, непридатні для безпосереднього використання через велику кількість масел, вологи, інших окислювачів. Для одержання товарного енергетичного газу проводять його багаторівневе очищення й у результаті одержують газ, який містить: водню – 11,2 %; метану – 1,9; інших вуглеводнів – 0,8; оксиду вуглецю – 10,3, докисиду вуглецю – 10,5; кисню – 3 і азоту – 62,3 %. Такий хімічний склад газу свідчить про низьку його якість, що обумовлено високим вмістом баластових домішок (N₂, CO₃) і складних вуглеводнів, до складу яких входить бензапірен (C₂₀H₁₂), тому

поліпшити якість газу й очистити його від шкідливих хімічних домішок за даним методом неможливо.

За методом «*Purox*» відходи також подаються у верхню частину котла, а в нижню його частину вдувається кисень, а не повітря. При взаємодії кисню із твердим вуглецевмісним залишком піролізу одержують робочу температуру в нижній зоні реактора – 1650 °С. Така температура забезпечує плавлення неорганічних компонентів відходів, а гарячі газу, які виходять у результаті горіння вуглецевого залишку, піднімаючись нагору по висоті реактора, забезпечують піроліз відходів і їх сушіння. Із зони піролізу газ відсмоктується при температурі близько 100 °С, з високим вмістом вологи, масел та інших баластових компонентів, тобто газ непридатний для безпосереднього використання. Після багаторівневого очищення газ вміщує: водню – 24 %; оксиду вуглецю – 40; метану – 5,6; інших вуглеводнів – 5,4; діоксида вуглецю – 24 і азоту – 1 %.

Наявність великої кількості токсичних домішок у газі при виході з зони піролізу обумовлене утворенням при температурах (200–300) °С токсичних сполук у суміші з іншими леткими, тому що, піднімаючись вгору назустріч паливу, що подається згори, і частково охолонувши, виводяться з реактора, без хімічних перетворень, а температурні умови для подальшого їх розкладання відсутні. При цьому неможливо: забезпечити стабільне плавлення неорганічних компонентів довільного хімічного складу без порушення технологічних основ процесу піролізу; запобігти розведенню вироблюваного газу маслами, вологою та окислювачами; забезпечити знешкодження утворених у процесі піролізу токсичних сполук, поліпшити якість виробленого енергетичного газу, а також підвищити стабільність перебігу процесу і його екологічну безпеку.

Метод «Піроксел» базується на таких процесах, як «сушіння» – «піроліз» – «спалювання» – «електрошлакова обробка» – «хіміко-термічне знешкодження газів». Дана технологія має ряд переваг: високотемпературна обробка палива без попереднього фільтрування, практично не залишається відходів після переробки, які необхідно окремо захоронити. Також є в цій технології і недоліки: переробка невеликих обсягів відходів і велика витрата електричної енергії.

Результати дослідження. Авторами запропоновано проводити спалювання розпиленої водо-мастильної емульсії в закрученому двухфазному потоці піролізного газу. ВМ вводиться в топку до зони піролізу для розкладання органічної складової. Оптимальна концентрація водної фази складає (12–15) %. Управляючі параметри процесу горіння наступні:

– відношення об'єму надлишкового повітря до об'єму водяної пари, що випаряється із емульсії (коефіцієнт a);

– внутрішні джерела теплової енергії, які впливають на робочу температуру реакцій, які відбуваються, на границі окислювально-відновлювальної зони.

Проведено математичне моделювання – за заданим значенням управляючих параметрів і відомим елементним складом відпрацьованого мастила (ВМ). Математична модель будується на основі балансу складових ВМ, заданого коефіцієнта a й рівнянь Гіббса для термодинамічної рівноваги реакцій, які відбуваються, в окислювально-відновлювальній зоні при фіксованій температурі.

Отримані моделі дозволили вибрати «раціональні» режими перебігу процесів горіння емульсій з ВМ та визначити склад піролізного газу при заданій температурі процесу.

Для прикладу розрахунку візьмемо VM із вологістю 15 %. Остаточний розподіл мольного складу генераторного газу при температурі 1300 °C у цьому випадку:

CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	<i>a</i>
7,16	9,11	9,62	12,88	–	55,21	13,0

З аналізу отриманих рівнянь випливає, що існують такі значення коефіцієнта *a*, при якому в складі газу відсутні H₂ та CO – спостерігається повне горіння. Розглянуті наближені розв'язання є опорними при подальшому розв'язанні ітераційними методами нелінійної розширеної системи рівнянь матеріального балансу хімічних рівнянь в умовах термодинамічної рівноваги.

Висновки. Запропонований авторами спосіб утилізації відпрацьованих мастил має значну перспективу. Спалювання мастил у потоці піролізного газу дає можливість підвищити теплотехнологічну ефективність процесу утилізації в 1,3–1,5 разів при забезпеченні екологічних норм.

Список літератури: 1. Diaz, L. F. Solid Waste Management for Economically Developing Countries [Text] / L. F. Diaz, G. M. Savage, L. L. Eggerth, C. G. Golueke. – Copenhagen: International Solid Waste Association, 1996. 2. Касимов, А. М. Управление промышленными отходами [Текст]: в 2-х книгах / А. М. Касимов. – Х.: Центр управления промышленными отходами, 2000. – Кн. 2. Технологии обезвреживания и утилизации промышленных отходов. – 277 с. 3. Горда, В. И. Экологические аспекты высокотемпературного пиролиза стойких органических токсинов при утилизации ТПВ [Текст] / В. И. Горда // Развитие, приоритеты, реализация та перспективи процесу. Довкілля для Європи // Збірка доповідей наук.-практ. конф. / Держуправління екології та природних ресурсів України в Донецькій області, Донецька філія ДІПК Мінекоресурсів України. – Донецьк, 2004. – Т. 1. – С. 103–105. 4. Костенко, В. Ф. Особенности пиролизной переработки органических отходов [Текст] / В. Ф. Костенко, С. В. Разметаев, И. В. Белявская, Н. В. Павленко // Відходи виробництва та споживання: II Міжнар. конф. з питань поводження з відходами виробництва та споживання. Київ, 25–27 квіт. 2007 р. – К., 2007. – С. 66–69. 5. Park, K. J. Control of Composting Odour Using Biofiltration [Text] / K. J. Park, M. H. Choi, J. H. Hong // Compost Science & Utilization. – 2002. – Vol. 10, № 4. – P. 356–362. 6. Сигал, И. Я. Особенности сжигания биогаза полигонов в котлах [Текст] / И. Я. Сигал, А. В. Марковский // Проблеми збору, переробки та утилізації відходів: V Міжнар. наук.-практ. конф. Одеса, 8–9 квітня 2004 р. – Одеса: ОЦНТЕІ, 2004. – С. 358–361.

Bibliography (transliterated): 1. Diaz, L. F., et al. *Solid Waste Management for Economically Developing Countries*. Copenhagen: International Solid Waste Association, 1996. Print. 2. Kasimov, A. M. *Upravlenie promyshlennymi othodami. Kn. 2. Tehnologii obezvrezhivaniya i utilizacii promyshlennyh othodov*. – Kharkov: Centr upravleniya promyshlennymi othodami, 2000. Print. 3. Gorda, V. I. "Jekologicheskie aspekty vysokotemperaturnogo pirolizu stojkih organicheskikh toksinov pri utilizacii TPV." *Rozvytok, priorytety, realizacija ta perspektivy procesu. Dovkillja dlja Jevropy: zbirka dopovidej nauk.-prakt. konf. Derzhupravlinnja ekologii' ta pryrodnyh resursiv Ukraïny v Donec'kyj oblasti, Donec'ka filija DIPK Minekoresursiv Ukraïny*. Vol. 1. Donec'k, 2004. 103–105. Print. 4. Kostenko, V. F., et al. "Osobennosti piroliznoj pererabotki organicheskikh othodov." *Vidhody vyrobnyctva ta spozhyvannja: II Mizhnar. konf. z pytan' povodzhennja z vidhodamy vyrobnyctva ta spozhyvannja. Kiev, 25 – 27 April 2007. Kiev, 2007. 66–69. Print. 5. Park, K. J., M. H. Choi and J. H. Hong. "Control of Composting Odour Using Biofiltration." *Compost Science & Utilization* 10.4 (2002): 356–362. Print. 6. Sigal, I. Ja., and A. V. Markovskij. "Osobennosti szhiganiya biogaza poligonov v kotlah." *Problemy zboru, pererobky ta utylizacii' vidhodiv: V Mizhnar. nauk.-prakt. konf. Odesa, 8–9 April 2004. Odesa: OCNTEI, 2004. 358–361. Print.**

Поступила (received) 13.02.2014

УДК 536.24

О. П. КОСТЮК, канд. техн. наук; ст. викладач НУВГП, Рівне

РЕЖИМИ ТЕЧІЇ ДВОФАЗОВИХ СУМІШЕЙ У ПРОТОЧНОМУ БАРБОТАЖНОМУ ШАРІ УТИЛІЗАТОРА ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ

Статтю присвячено експериментальним дослідженням, що направлені на підвищення ефективності роботи контактних тепломасообмінних апаратів шляхом збільшення міжфазної поверхні теплообміну та швидкості руху фаз. В роботі представлені результати експериментальних досліджень гідродинамічних режимів та форм руху газорідних сумішей у проточному двофазовому шарі утилізатора теплоти відхідних газів, визначені межі стійкого двофазового режиму, що відповідають граничним значенням критерію стійкості двофазового потоку (критерію Кутателадзе) та безрозмірної швидкості рідини (критерію Фруда).

Ключові слова: газорідна суміш, двофазовий потік, проточний барботажний шар, контактний тепломасообмінний апарат, вертикальний канал.

Вступ

Більшість питань підвищення ефективності роботи контактних апаратів пов'язано з тепло- і масообміном між рідиною та газом. Розвиток нових сучасних технологій потребує глибокого вивчення процесу тепломасообміну при високій турбулізації поверхні фаз, що контактують між собою. Основним критерієм розробки нових високоефективних контактних апаратів є інтенсифікація процесу тепломасообміну та зменшення капітальних затрат.

Достатньо розвинута поверхня рідкої та газової фаз утворюється при барботажі газу в рідину у вигляді бульбашок або струмин. Такий режим взаємодії середовищ використовується в різних барботажних апаратах, що мають форму високих колон, робочий простір яких розділено горизонтальними тарілками на ряд камер. Барботажні апарати характеризуються підвищеною інтенсивністю тепло- і масообміну на одиницю об'єму апарата, допускають роботу з забрудненими та помірно в'язкими рідинами, нечуттєві до коливань витрати теплоносіїв. Проте до їх недоліків відносять складність конструкції, металоємкість, високий гідравлічний опір [1]. В режимі барботажу такі апарати працюють поблизу критичних швидкостей руху газу, тобто на (15–20) % нижче так званої швидкості захливання, при якій спостерігається втрата стійкості протиточного руху фаз, підвищений винос води та внаслідок цього – підвищений гідравлічний опір. Явище захливання визначається взаємодією сил тертя, інерції, тяжіння та поверхневого натягу, а також геометричними характеристиками апарата.

Аналіз основних досягнень та літератури

На кафедрі ТПТ НТУУ «КПІ» був розроблений контактний апарат [2], в якому організовано рух газів зі швидкістю більше 15 м/с, тобто, яка перевищує верхню межу захливання протиточного руху газу та плівки рідини у вертикальних трубах. При таких значеннях швидкостей газового потоку у вертикальному каналі створюється висхідний супутній рух фаз. Результати експериментального дослідження гідродинамічних характеристик висхідної супутньої течії плівки рідини та газу викладені в роботах [3, 4]. Ці дослідження дозволили встановити ефективний режим роботи контактного апарата, а також отримати узагальнені залежності для розрахунку величини гідравлічного опору при висхідній супутній течії плівки рідини та газу у вертикальній трубі. При роботі контактного апарата у такому режимі досягаються високі значення коефіцієнтів тепло- і масовіддачі [5, 6]. Поверхнею контакту в цьому

© О.П. Костюк, 2014

випадку є плівка рідини у вигляді хвилі, яка тече по стінкам каналу, а газ рухається в ядрі потоку. Інтенсифікувати тепломасообмін можна шляхом збільшення міжфазної поверхні, цього можна досягти в проточному барботажному шарі у вертикальній трубі, зменшивши при цьому швидкість газової фази.

Мета дослідження, постановка задачі

Питання про режими та форми руху газорідних сумішей у барботажних апаратах з штучно організованим проточним двофазовим шаром в сучасний час мало вивчені та потребують додаткових досліджень. Поряд з відомими (з робіт по дослідженню гідродинаміки двофазових сумішей в вертикальних трубах та каналах) загальними закономірностями руху газо- і парорідних потоків виникають специфічні питання, пов'язані з організацією рівномірної структури барботажного шару в місці введення фаз, а також з вибором раціонального режиму роботи відповідного тепломасообмінного пристрою.

В зв'язку з цим в роботі наведені результати експериментальних досліджень гідродинамічних характеристик проточного барботажного шару у вертикальному каналі з метою встановлення режимів найбільш раціональної та економічної роботи контактного апарату з такою двофазовою системою.

Схема експериментальної установки та методика проведення експериментів

Дослідження проводились на експериментальній установці, яка представлена на рис. 1.

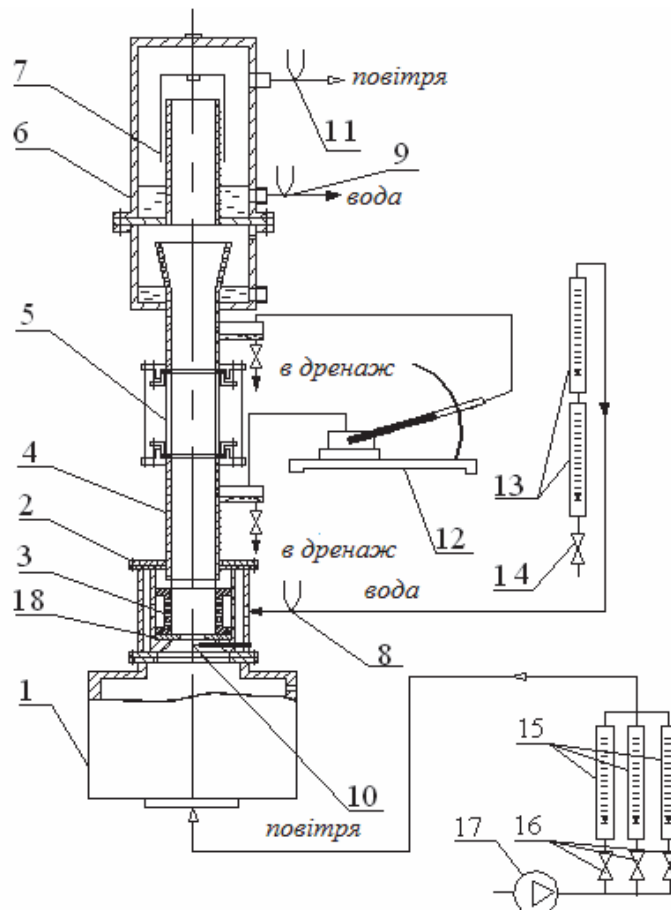


Рис. 1 – Схема експериментальної установки:

- 1 – камера входу; 2 – камера змішування; 3 – пориста вставка; 4 – робочий канал;
- 5 – ділянка візуалізації; 6 – камера збирання рідини; 7 – сепаратор; 8–11 – термопари;
- 12 – мікроманометр; 13, 15 – ротаметри; 14, 16 – вентилі; 17 – компресор; 18 – шайба

Основними складовими частинами установки є: камера входу 1, камера змішування 2, робочий канал 4 з ділянкою візуалізації 5, камера збирання рідини 6 з сепаратором 7. Внутрішній діаметр ділянки візуалізації 5 співпадає з діаметром робочого каналу 4, що попереджує збурення двофазового потоку. Камера входу 1 виконує роль ресивера для повітря, яке подається компресором 17. Пристрій для введення рідини виконано у вигляді камери змішування 2 з пористою вставкою 3, яка узгоджена з зовнішнім діаметром трубки робочого каналу 4. Робочий канал виконаний у вигляді труб внутрішнім діаметром 0,017 м, 0,026 м, 0,035 м та висотою 0,143 м, 0,264 м, 0,437 м. Витрата повітря вимірювалась ротаметрами 15 та регулювалась за допомогою вентилів 16. Витрата води, яка подавалась у камеру змішування 2, вимірювалась ротаметрами 13 та регулювалась вентилями 14. При цьому швидкість повітря змінювалась від $w_{\text{вх}} = 1,84$ м/с до $w_{\text{вх}} = 14$ м/с, діапазон зміни густини зрошення змінювався від $Q_m = 8,99 \cdot 10^{-6}$ м²/с до $2,1 \cdot 10^{-4}$ м²/с.

На вході у канал розміщувались шайби 18, які мали отвір, діаметри отворів у шайбах склали 5 мм, 8 мм та 10 мм. Встановлення перед робочою ділянкою шайби необхідно для запобігання провалу рідини. При цьому значення швидкості потоку повітря у перерізі шайби було не менше 15...16 м/с, що забезпечувало подачу всієї рідини у робочий канал.

Методика експериментального дослідження гідродинамічних режимів двофазової адіабатної течії побудована на основі вивчення закономірностей зміни повздовжнього середнього градієнта повних втрат тиску $\Delta P/L$, який визначався як відношення загального перепаду тиску у потоці ΔP до відстані між відборами тиску L . Перепад тиску вимірювався мікроманометром 12. Для вимірювання перепаду тиску у стінці трубки були просвердлені отвори діаметром 2 мм. Отвори з'єднувались з об'ємом невеликих ємностей, які виконували роль сепараторів. В нижній частині сепараторів збиралась рідина, а верхня, повітряна частина, з'єднувалась з мікроманометром, за допомогою якого проводились виміри перепаду тиску.

Результати досліджень

На рис. 2 представлені залежності повздовжнього середнього градієнта повних втрат тиску від приведеної швидкості повітря та об'ємної густини зрошення.

Характер отриманих залежностей змінюється зі збільшенням приведеної швидкості газу, що свідчить про існування різних режимів течії. Перший злом графіка (рис. 2а) спостерігається при швидкості повітря $w_{\text{вх}} = 6...7$ м/с. Подальше збільшення швидкості повітряного потоку супроводжується більш різким падінням $\Delta P/L$. Зміна характеру залежності повздовжнього середнього градієнта повних втрат тиску від швидкості повітря пояснюється тим, що при швидкостях менше 6...7 м/с у робочому каналі відбувається барботування потоку повітря крізь стовп рідини без помітної взаємодії фаз як в непроточному барботажному шарі.

При збільшенні швидкості повітря вище 6...7 м/с відбувається більш активна взаємодія фаз на межі розділу, яка викликає зростання винесення рідини, що збільшує середній газоміст двофазового шару та більш інтенсивно зменшує гідростатичну складову загального перепаду тиску. Значення критичної швидкості газу при цьому узгоджується з відповідним значенням для початку процесу «захливання» течії при протитоці газу та плівки рідини [7]. Наступний злом графіка відповідає значенню приведеної швидкості газу 11...12 м/с, вище якої спостерігається різке падіння загального перепаду тиску, що може бути пояснено утворенням наскрізного газового каналу в ядрі двофазового потоку внаслідок викидання перемичок рідини між

великими бульбашками та газовими снарядами, що забезпечує різке зниження гідростатичної складової ΔP практично до нуля. Ріст ΔP при подальшому збільшенні швидкості газу обумовлений лише зростанням втрат на тертя у розділеному висхідному двофазовому потоці. Ця ділянка залежності відповідає початку впорядкованої висхідної кільцевої течії, що також узгоджується з результатами візуальних спостережень. Явний мінімум гідралічного опору, спостерігається при приведеній швидкості повітряного потоку ~ 14 м/с, кількісно відповідає інверсії течії, при якій відбувається припинення низхідної течії плівки рідини при роздільній двофазовій течії та починається формування впорядкованої висхідної кільцевої течії [7, 8].

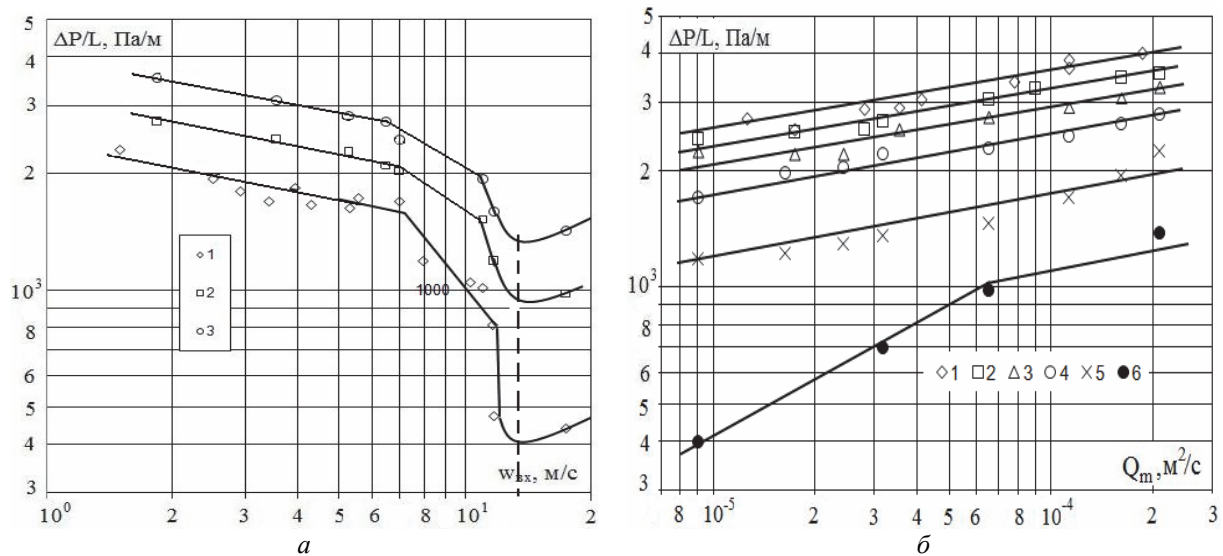


Рис. 2 – Залежність повздовжнього середнього градієнта повних втрат тиску при $d_{тр} = 0,017$ м, $d_{ш} = 5,4$ мм:

a – від приведенної швидкості повітря: 1 – $Q_m = 8,99 \cdot 10^{-6}$ м²/с; 2 – $6,56 \cdot 10^{-5}$; 3 – $2,1 \cdot 10^{-4}$;
б – від об'ємної густини зрошення: 1 – $w_{вх} = 1,84$ м/с; 2 – 2,45; 3 – 3,06; 4 – 5,26; 5 – 9; 6 – 14

При збільшенні густини зрошення якісний характер кривих $\Delta P/L = f(w_{вх})$ (рис. 2а) не змінюється. Проте збільшення витрати рідини викликає зменшення газовмісту потоку, що ускладнює утворення стійкого газового стержня в ядрі двофазового потоку і, як наслідок, забезпечує менше відносне зниження критичного значення $\Delta P/L$. При достатньо великій густині зрошення крива $\Delta P/L = f(w_{вх})$ плавно переходить через мінімум функції без провалу значень $\Delta P/L$, що пояснюється відсутністю розділу фаз при збільшенні швидкості повітря вище критичного значення. Наявність мінімуму на кривій залежності $\Delta P/L = f(w_{вх})$ пов'язане з протилежним впливом гідростатичної складової перепаду тиску та втрат на тертя на загальний перепад тиску ΔP при збільшенні швидкості повітря.

Дослідні дані (рис. 2б) свідчать про монотонний вплив густини зрошення на величину $\Delta P/L$ за винятком нижньої кривої, яка відповідає критичній швидкості повітря $w_{вх} \approx 14$ м/с. При цьому, інтенсивне зростання значень $\Delta P/L$ на першій ділянці залежності свідчить про поступове витіснення наскрізного газового стержня в центральній частині потоку та при збільшенні густини зрошення вище значення $Q_m = (6...7) \cdot 10^{-5}$ м²/с спостерігається «безпровальний» режим течії двофазового потоку при переході через критичну швидкість газу.

Отримані дослідні дані (рис. 2а), чітко фіксують перехід від барботажного до кільцевого режиму течії при незначних значеннях витрати рідини (густини зрошення). Цьому переходу відповідає провал в залежності перепаду тиску при досягненні деякої швидкості газу (повітря), яка рівна ~ 12 м/с. Це значення і є тією критичною швидкістю газу, яка характеризує перехід від снарядного до кільцевого режиму течії. Як показали досліди, проведені на різних каналах, ця критична швидкість газу не залежить від діаметру каналу. Значення критерію стійкості яке відповідає цій швидкості, обрховане для системи повітря-вода при $t = 20$ °С, приблизно рівне $K = 2,5$.

$$K = \frac{w'' \sqrt{\rho''}}{\sqrt[4]{g\sigma(\rho' - \rho'')}} \quad (1)$$

де w'' – приведена швидкість газу, м/с; ρ' та ρ'' – відповідно густина рідини та газу, кг/м³; σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м.

Це значення критерію стійкості свідчить про те, що перехід від снарядного до кільцевого режиму течії у газорідинній системі, в якій надлишкова рідина не має можливості вилитись через нижній кінець труби, відбувається задовго до точки повороту потоку (інверсії течії плівки). Таким чином, при значеннях критерію стійкості $K = 2,5$ має місце нестійка кільцева течія, при якій частина рідини в пристінному шарі (при висхідному в цілому двофазовому потоці) тече вниз. Це цілком узгоджується з результатами аналізу про початок виникнення кільцевого режиму течії в подібних газорідинних системах, наведених у роботі [9].

Отже, наведене вище значення критерію стійкості $K = 2,5$ обмежує область бульбашково-снарядного режиму зі сторони швидкості газу. З іншої сторони, дослідні дані показують, що відмічений провал в значенні перепаду тиску зменшується при збільшенні витрати рідини і при деякому його значенні зовсім зникає, залишаючи лише явний мінімум на залежності перепаду тиску від швидкості газу. Очевидно, починаючи з цього значення, надлишок рідини порушує той рівноважний газовміст, який забезпечує вільний рух газових снарядів та який підтримується у потоці за рахунок ковзання фаз. В цьому випадку надлишок рідини приводить до додаткової турбулізації в потоці та подрібленню газових снарядів на більш мілкі бульбашки. Таким чином, це граничне значення густини зрошення Q_m або відповідного числа Фруда і визначає ту межу барботажної снарядної течії зі сторони витрати рідини, яка відповідає переходу снарядного режиму в емульсійний режим течії двофазового потоку. У відповідності з дослідними даними граничне значення густини зрошення знаходиться в таких межах $Q_m = (0,65 \dots 1,0) \cdot 10^{-4}$ м²/с.

Це значення густини зрошення також не залежить від діаметру каналу. Тоді, граничне значення плівкового числа Фруда, яке визначається як

$$Fr_{пл} = \frac{Q_m}{\delta \sqrt{g\delta}} \quad (2)$$

де Q_m – об'ємна густина зрошення, м²/с; δ – постійна Лапласа, м;

$$Fr_{пл} = 0,15 \dots 0,25.$$

Таким чином, проточний барботажний шар, при умові вільного дрейфу газової фази, знаходиться в області параметрів, які обмежені значеннями $K = 2,5$ та $Fr_{пл} = 0,15 \dots 0,25$. При цьому верхня межа емульсійного режиму по швидкості газу відповідає переходу цього режиму в дисперсно-кільцевий режим течії. Відповідні кількісні дані можна отримати з карти режимів висхідних плівкових течій рідини та

потоків пари, проте, в даний час на карту плівкових течій чітко позначена лише верхня межа переходу до встановленого дисперсно-кільцевого режиму течії. Нижня межа цього переходу, яка є одночасно верхньою межею емульсійного режиму течії, може бути вказана лише імовірно. З врахуванням карти висхідних плівкових течій в перерахунку на критерій стійкості двофазового потоку для системи повітря-вода ($K_p = 3,44 \cdot 10^3$) робочі області та межі розглянутих режимів представлені на рис. 3 в діапазоні зміни числа $Fr_{пл}$ від $1 \cdot 10^{-2}$ до 1,0.

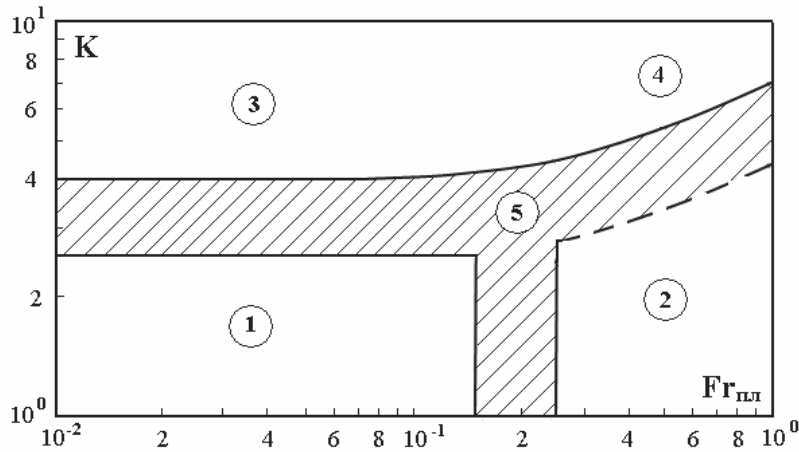


Рис. 3 – Области стійкого проточного барботажного шару та їх межі:
 1 – бульбашково-снарядний режим; 2 – емульсійний режим; 3 – кільцевий режим;
 4 – дисперсно-кільцевий режим; 5 – перехідні режими

На рис. 4а подана типова фотографія структури снарядного режиму течії двофазового потоку.

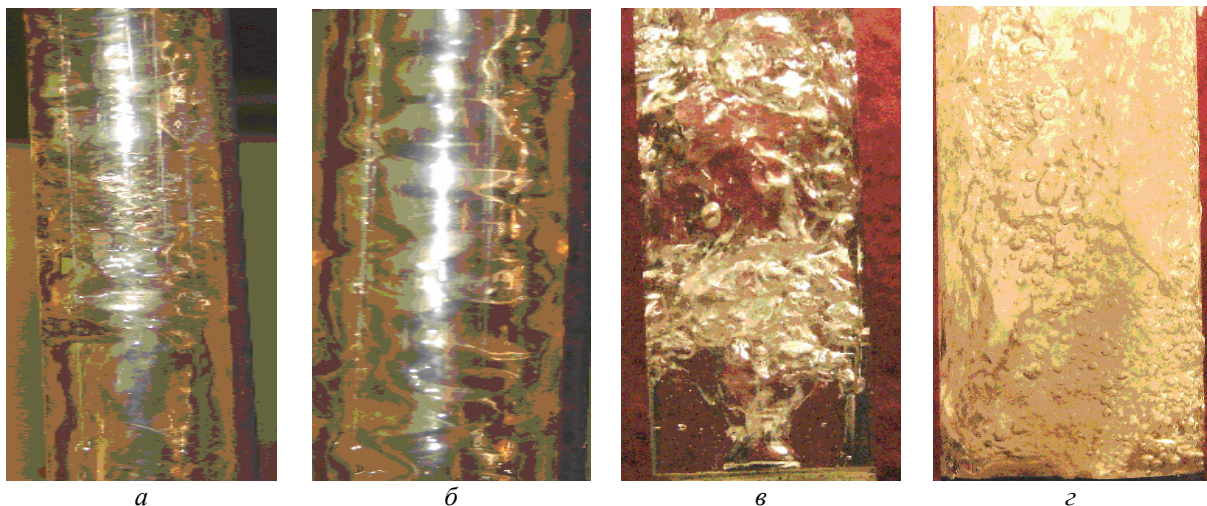


Рис. 4 – Типові структури супутнього режиму течії двофазового потоку:
 а – снарядний режим; б – кільцевий режим; в – бульбашковий режим; г – емульсійний режим

Доволі виразно видно великі несферичні бульбашки, що з помітною швидкістю рухалися відносно навколишньої рідини. Видно також і менші бульбашки, що більше наближались до сферичної форми і розташовувалися між великими снарядами. В русі ці маленькі включення тягнулися (виштовхувалися) до виходу з експериментальної труби великими. Якщо визначити число Бонда для нашого випадку ($d_{тр} = 0,041$ м –

найбільше значення діаметру труби при проведенні дослідів; температура рідини і повітря $\approx 20^\circ\text{C}$), то воно матиме значення $Bo = 15,29$. Вкажемо тут на задовільне узгодження з даними роботи [10], де відмічалась наявність переважно снарядного режиму течії газової фази при $Bo \leq 18$.

По-друге, треба відмітити, що при проведенні дослідів спостерігався зворотній напрямок руху рідини біля стінок труби в порівнянні з рухом великих бульбашок (снарядів). При своєму русі бульбашки звільняли простір, який заповнювався рідиною, що туди втікала. Ця обставина враховувалася раніше в літературі, як при висвітлюванні впливу на швидкість підйому поодинокі бульбашки в потоці рідини кінцевих розмірів вертикального каналу [11], так і при побудові кінематичної моделі течії двофазового потоку, що була розроблена авторами роботи [12] (так званий ефект сліду при колективному русі великих бульбашок). Відмітимо, зокрема, також, що така ж картина спостерігалася і в дослідженнях [13].

Третьою особливістю течії двофазового потоку при проведенні цих дослідів був пульсаційний, з деякою часовою затримкою, характер появи на прозорій ділянці експериментальної труби снарядів (такий же характер течії спостерігався і в роботі [13]). При збільшенні витрат повітря (приведеної швидкості його) частота слідування снарядів збільшувалася. Так продовжувалося аж до появи чисто кільцевого режиму течії потоку, при якому спостерігалася відсутність будь-якого пульсаційного характеру течії і повне розшарування фаз: висхідна течія плівки рідини (іноді з наявністю хвиль на її поверхні) по стінці труби і супутнє їй повітряне ядро потоку. Такий режим течії двофазового потоку можна спостерігати на рис. 4б.

Проводилось візуальне спостереження течії фаз в районі місця вводу повітря в супутній йому потік рідини, тобто, на початковій ділянці формування двофазового потоку.

При середній швидкості повітря (в перерізі отворів шайби) $w_{\text{отв}} \leq 25$ м/с на поверхні шайби над отворами для вводу повітря в потік рідини утворювалося скупчення бульбашок, форма яких близька до сферичної і діаметр – не набагато більший за діаметр отворів в шайбі. Потім на віддалі (висоті) $\sim 30\text{--}35$ мм від шайби це скупчення періодично генерувало великі несферичні бульбашки (снаряди), що можна спостерігати на рис. 4в.

При $w_{\text{отв}} > 25$ м/с витік повітря через отвори в шайбі здійснювався у вигляді вже струменів (звичайно перехід від бульбашкового до струменевого витоку повітря через отвори шайби настував не миттєво (мав місце певний перехідний процес), які теж на висоті $\sim 30\text{--}35$ мм від шайби розпадалися на газові включення неправильної форми, конгломерат яких теж періодично генерував снаряди (рис. 4г).

Висновки

Виходячи з вище наведеного можна зробити такі висновки:

1) В роботі визначена область існування проточного барботажного шару, яка обмежена параметрами критерію стійкості Кутателадзе $K = 2,5$ та плівкового числа Фруда $Fr_{\text{пл}} = 0,15 \dots 0,25$.

2) При збільшенні приведеної швидкості газу до значень близьких до швидкості інверсії плівки у вертикальному каналі та відносно невеликій густині зрошення ($Fr_{\text{пл}} < 0,15 \dots 0,25$) проточний барботажний шар переходить у роздільний (кільцевий) режим течії двофазового потоку.

3) Забезпечення режиму стійкого проточного двофазового шару може бути досягнуто у всьому діапазоні зміни швидкості газу при густині зрошення вище

значення $Q_m = (6...7) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Список літератури: 1. Аронов, И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / И. З. Аронов. – Л.: Недра, 1990. – 280 с. 2. Декларацийний патент на корисну модель № 22852 України, МПК F24H6/00. Нагрівник текучої рідини / Безродний М. К., Назарова І. О., Костюк О. П.; Заявник та власник Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут». – № u2006 13907; заявл. 27.12.2006; опубл. 25.04.2007, Бюл. № 5. 3. Безродний, М. К. Гидравлическое сопротивление при восходящем спутном течении пленки жидкости и газа в вертикальных трубах [Текст] / М. К. Безродный, И. А. Назарова, С. А. Хавин // Промышленная теплотехника. – 2004. – № 2. – С. 13–18. 4. Безродний, М.К. Гидравлическое сопротивление восходящего потока газа и пленки жидкости в вертикальных трубах [Текст] / М. К. Безродный, И. А. Назарова // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2005. – № 2. – С. 35–41. 5. Безродний, М. К. Тепломассообмен при спутном восходящем течении газа и жидкости [Текст] / М. К. Безродный, С. А. Хавин, И. А. Назарова // Промышленная теплотехника. – 2003. – № 1. – С. 23-28. 6. Безродний, М. К. Тепломассообмен при конденсации водяных паров из парогазовой смеси в восходящем потоке с пленкой жидкости [Текст] / М. К. Безродный, И. А. Назарова, С. А. Хавин // Промышленная теплотехника. – 2003. – № 4. – С. 26–30. 7. Сорокин, Ю. Л. Исследование устойчивости пленочного режима течения жидкости в вертикальной трубе при восходящем движении фаз [Текст] / Ю. Л. Сорокин, А. Г. Кирдяшкин, Б. Г. Покусаев // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1965. – № 5. – С. 35–38. 8. Пушкина, О. Л. Опрокидывание движения пленки жидкости в вертикальных трубах [Текст] / О. Л. Пушкина, Ю. Л. Сорокин // Труды ЦКТИ. – 1969. – Вып. 96. – С. 34–39. 9. Уоллис, Г. Одномерные двухфазные течения [Текст] / Г. Уоллис. – М.: Мир, 1972. – 440 с. 10. Безродний, М. К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика [Текст] / М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк. – Киев: Факт, 2005. – 704 с. 11. Кутателадзе, С. С. Гидродинамика газожидкостных систем [Текст] / С.С. Кутателадзе, М. А. Стырикович. – М.: Энергия, 1976. – 296 с. 12. Лабунцов, Д. А. Паросодержание двухфазного адиабатного потока в вертикальных каналах [Текст] / Д. А. Лабунцов, И. П. Корнюхин, И. Э. Захарова // Теплоэнергетика. – 1968. – № 4. – С. 62–67. 13. Омар, Х. Гидродинамика и структура двухфазного потока при барботажном режиме в трубах небольшого диаметра [Текст] / Х. Омар, Ю. Е. Похвалов // Теплоэнергетика. – 2006. – № 4. – С. 74–77. 14. Безродний, М. К. Гидродинамика проточного барботажного слоя в вертикальном канале [Текст] / М. К. Безродный, П. А. Барабаш, И. А. Назарова, А. П. Костюк // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 27–33.

Bibliography (transliterated): 1. Aronov, I. Z. *Kontaknyj nagrev vody produktami sgoranija prirodnogo gaza*. Leningrad: Nedra, 1990. Print. 2. Bezrodnyj, M. K., I. O. Nazarova, and O. P. Kostjuk. "Nagrivnyk tekuchoi ridyny." U Patent 22852 (MPK F24H6/00). 25 April 2007. 3. Bezrodnyj, M. K., I. A. Nazarova and S. A. Havin. "Gidravlichesкое soprotivlenie pri voshodjashhem sputnom techenii plenki zhidkosti i gaza v vertikal'nyh trubah." *Promyshlennaja teplotehnika* 2 (2004): 13–18. Print. 4. Bezrodnyj, M. K., and I. A. Nazarova. "Gidravlichesкое soprotivlenie voshodjashhego potoka gaza i plenki zhidkosti v vertikal'nyh trubah." *Energetika: ekonomika, tehnologii, ekologija* 2 (2005): 35–41. Print. 5. Bezrodnyj, M. K., S. A. Havin and I. A. Nazarova. "Teplomassoobmen pri sputnom voshodjashhem techenii gaza i zhidkosti." *Promyshlennaja teplotehnika* 1 (2003): 23–28. 6. Bezrodnyj, M. K., I. A. Nazarova and S. A. Havin. "Teplomassoobmen pri kondensacii vodjanyh parov iz parogazovoj smesi v voshodjashhem potoke s plenkoj zhidkosti." *Promyshlennaja teplotehnika* 4 (2003): 26–30. Print. 7. Sorokin, Ju. L., A. G. Kirdjashkin and B. G. Pokusaev. "Issledovanie ustojchivosti plenochного rezhima techenija zhidkosti v vertikal'noj trube pri voshodjashhem dvizhenii faz." *Himicheskoe i nefljanoe mashinostroenie* 5 (1965): 35–38. Print. 8. Pushkina, O. L., and Ju. L. Sorokin. "Oprokidyvanie dvizhenija plenki zhidkosti v vertikal'nyh trubah." *Trudy CKTI* 96 (1969). 34–39. Print. 9. Uollis, G. *Odnomernye dvuhfaznye techenija*. Moscow: Mir, 1972. Print. 10. Bezrodnyj, M. K., I. L. Pioro and T. O. Kostjuk. *Processy perenosa v dvuhfaznyh termosifonnyh sistemah. Teorija i praktika*. Kiev: Fakt, 2005. Print. 11. Kutateladze, S. S., and M. A. Styrikovich. *Gidrodinamika gazozhidkostnyh sistem*. Moscow: Jenergija, 1976. Print. 12. Labuncov, D. A., I. P. Kornjuhin and I. Je. Zaharova. "Parosoderzhanie dvuhfazного adiabatного potoka v vertikal'nyh kanalah." *Teplotenergetika* 4 (1968): 62–67. Print. 13. Omar, H., and Ju. E. Pohvalov. "Gidrodinamika i struktura dvuhfazного potoka pri barbotazhnom rezhime v trubah nebol'shого diametra." *Teplotenergetika* 4 (2006): 74–77. Print. 14. Bezrodnyj, M. K., et al. "Gidrodinamika protochnого barbotazhного sloja v vertikal'nom kanale." *Promyshlennaja teplotehnika* 31.4 (2009) 27–33. Print.

Надійшла (received) 14.02.2014

РЕФЕРАТИ

УДК 621.165

Метод просторової оптимізації ступеня осевої турбіни з урахуванням обтікання турбінних профілів і периферійної витоки [Текст] / А. В. Бойко, Д. І. Максютя // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 5–11. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

В роботі приведено метод оптимізації ступенів осевої турбіни з урахуванням обтікання турбінних профілів та периферійної витоки. Зроблені тривимірні розрахунки дослідного ступеня. Проведено два етапи оптимізації за критерієм збільшення ККД. Розрахунковим шляхом збільшено ККД ізольованого ступеня на 0,48 %. Отримані інтегральні та локальні по висоті характеристики потоку. Зроблено аналіз отриманих результатів. Представлені висновки стосовно доцільності застосування даного методу при оптимізації турбін.

Ключові слова: просторове профілювання, розробка методики оптимізації, ізольований турбінний ступень, закони закрутки, периферійна витока.

УДК 62.135

Дослідження аеродинамічних і енергетичних характеристик вихлопного відсіку ЦНТ «ступінь-дифузор» [Текст] / В. Л. Швецов, І. І. Кожешкурт, В. О. Конєв, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 12–20. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконано чисельне дослідження аеродинамічних і енергетичних характеристик останнього ступеня ЦНТ потужної парової турбіни з підключеним каналом міжступеневого зазору і входною дільницею каналу дифузора вихлопного патрубку на стаціонарному режимі з використанням властивостей вологої пари на основі одношвидкісного наближення і рівноважної конденсації. Подано тривимірну структуру, осереднені аеродинамічні характеристики елементів відсіку, енергетичні характеристики каналів ступеня. Проаналізовано вплив геометричних елементів – щілин відсмоктування вологи, дротової демпферної в'язі і периферійного суцільнофрезерованого поличного бандажу на течію в каналах ступеня. Дискутується ефект і параметри струмини надбандажної протічки на течію в дифузорі, вплив дротової демпферної в'язі на енергетичні характеристики ступеня. Досліджено ефект можливого перетікання пари через технологічну щілину в лопатці поблизу дротової демпферної в'язі.

Ключові слова: останній ступінь ЦНТ, система видалення вологи, осекільцевий дифузор, чисельне моделювання, волога пара, аеродинамічні, енергетичні характеристики.

УДК 621.515

Визначення параметрів за напіввідкритим робочим колесом відцентрового компресорного ступеня з урахуванням втрат на тертя диска й перетікання в зазорі між корпусом і торцями лопаток [Текст] / С. С. Євгенєв, В. А. Футин, І. М. Шубкин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 21–24. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

На основі експериментальних даних і розрахунків за допомогою методу кінцево-об'ємних елементів по програмі FlowVision отримані параметри за напіввідкритим робочим колесом відцентрового компресорного ступеня. Параметри робочого колеса визначені з урахуванням втрат на тертя дисків і перетікання газу в міжлопаткових каналах. Ці параметри впливають на ефективність робочого колеса і є граничними умовами при розрахунку осьових і радіальних сил. Уточнення цих параметрів сприяє підвищенню надійності й економічності робочого колеса. У даній роботі для розрахунку відносних втрат на перетікання в зазорах між лопатками робочого колеса й корпусом і на тертя диска використані узагальнені експериментальні дані, що враховують вплив фактичних коефіцієнтів витрати ступеня й реактивності робочого колеса, геометрії бічного зазору між диском і корпусом, величини й напрямки витрати витоку біля диска на його тертя, а також вплив граничних умов за робочим колесом у вигляді статичного тиску й закручення потоку безпосередньо в бічному зазорі.

Ключові слова: відцентровий компресор, напіввідкрите робоче колесо, параметри за робочим колесом.

УДК 621.438(076.5)

Оптимізація малорозмірних газотурбінних двигунів [Текст] / В.П. Герасименко, М.М. Овчинников, М.Ю. Шелковський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні

процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 25–28. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропоновано заходи підвищення паливної економічності малорозмірних газотурбінних двигунів та енергетичних установок з регенерацією тепла шляхом термодинамічної оптимізації робочого процесу і газодинамічною оптимізацією вузлів двигуна. Оптимальний ступінь підвищення тиску ГТД із температурою газу $T_r^* = 1100 \dots 1200$ К і ступенем регенерації $\beta_p = 0,8 \dots 0,9$ складає $\pi_{кпе} = 3,5 \dots 4,5$, а ККД – $\eta_e = 0,33 \dots 0,35$. Також виконана оптимізація відцентрового компресора й турбіни.

Ключові слова: газотурбінний двигун, компресор, турбіна, регенерація тепла, оптимізація, коефіцієнт корисної дії.

УДК 621.43.056

Дослідження робочих процесів камери згоряння ГТД із застосуванням RQL-технології спалювання синтетичного газу [Текст] / С. І. Сербін, Н. О. Гончарова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 29–33. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Стаття присвячена питанням числового моделювання робочих процесів камер згоряння газотурбінних двигунів, що працюють на альтернативному паливі. Досліджені питання можливості застосування RQL-технології спалювання синтетичного палива і необхідності запровадження конструктивних модифікацій паливоспалюючих пристроїв з метою поліпшення екологічних характеристик існуючих камер згоряння. Концепція RQL камери згоряння представлена стратегією щодо зниження викидів оксидів азоту (NO_x) газотурбінних двигунів. Концепція відрізняється високою стабільністю згоряння за рахунок багатой первинної зони.

Ключові слова: камера згоряння, синтетичне паливо, RQL-технологія, математичне моделювання, згоряння.

УДК 621.165; 621.311.22

Раціональний розподіл теплового навантаження в теплофікаційній установці турбіни Т-100/120-130 [Текст] / О. Л. Шубенко, О. А. Бабенко, В. М. Голошапов, О. Ю. Козлоков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 34–37. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

В роботі вирішено важливу науково-технічну проблему підвищення ефективності експлуатації теплофікаційних турбін ТЕЦ. Показано, що раціональний розподіл теплового навантаження між підігрівачами сільової води нижнього та верхнього ступенів залежно від температури зовнішнього повітря дозволяє виробити додаткову електричну потужність при збереженні режиму роботи енергоблоку.

Ключові слова: теплоелектроцентральною, теплофікаційною турбіною, сільовий підігрівач, теплове навантаження, електрична потужність.

УДК 621.165

Рівняння нерозривності для течії в шарі змінної товщини на поверхні S_2 [Текст] / В. П. Суботович, О. Ю. Юдін // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 38–41. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянута відносна стала течія ідеального газу крізь робочу решітку осьової турбомашини. Для отримання наближеного розв'язку використовується квазитрехмерний (Q3D) підхід, який у своїй класичній постановці був всебічно розроблений Ч.Х. Ву. Потік розділено на шари поверхнями течії S_1 та S_2 . Поверхні S_1 не мають вісі симетрії, яка співпадає з віссю турбомашини. Тривимірною течією на поверхні S_2 зведена до двовимірної течії без припущення про те, що течія є вісесиметричною.

Ключові слова: кільцева решітка, поверхня течії, обернена задача, вектор швидкості.

УДК 621.165

Задачі проектування систем парового охолодження газових турбін [Текст] / А. І. Тарасов, О. О. Литвиненко, І. О. Михайлова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 42–48. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті проведено аналіз можливості застосування водяної пари в якості охолоджувача в системах охолодження газових турбін як альтернатива повітряній системі охолодження. Сформульовано переваги та основні задачі проектування систем парового охолодження газових турбін. На основі аналізу табличних даних побудовані апроксимуючі залежності для густини, питомої теплоємності та інших

теплофізичних властивостей водяної пари. Справедливість залежностей обмежена інтервалом тисків і температур, які можливі в системах охолодження турбін. Виконано оцінку ефективності використання пари в якості охолоджувача в системах охолодження газових турбін.

Ключові слова: газова турбіна, парогазова установка, парова система охолодження, коефіцієнт тепловіддачі.

УДК 532.516

Фактори інтенсифікації теплообміну в трубі з завихрювачем часткової закрутки потоку [Текст] / Т. В. Доник, О. В. Шіхабутінова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 49–53. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Визначені фактори, які впливають на інтенсифікацію теплообміну в трубі з завихрювачем часткової закрутки потоку, які включають швидкість та кут закрутки потоку в пристінковій області, інтенсивність турбулентності та вихрового перемішування. Результати дослідження показали, що основний внесок в інтенсифікацію теплообміну робить вихрове перемішування, яке перевищує фактор 2,0. Фактори закрутки потоку і турбулентності співрозмірні між собою і складають близько 1,2. Фактор зниження швидкості поблизу поверхні каналу становить близько 0,6.

Ключові слова: завихрювач, часткова закрутка потоку, фактори інтенсифікації теплообміну.

УДК 621.187.124

Розробка термічних деаераторів підвищеного тиску для турбоустановок енергоблоків АЕС потужністю 1200 МВт [Текст] / Г. В. Григор'єв, П. В. Єгоров, М. В. Чупраков, А. С. Гіммельберг, Ю. Г. Сухоруков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 54–60. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

З урахуванням досвіду створення та впровадження деаераторів для Тяньваньської АЕС у Китаї та АЕС «Куданкулам» в Індії, розроблені нові деаератори продуктивністю 6400 т/год. для енергоблоків № 1, 2 потужністю 1200 МВт Нововоронезької АЕС-2 і Ленінградської АЕС-2 проекту АЕС-2006. Результати розробки та освоєння зазначених деаераторів використовуються при проектуванні нових деаераторів для енергоблоків № 1, 2 потужністю 1200 МВт Білоруської АЕС, а також перспективних енергоблоків АЕС і ТЕС в Росії і за кордоном.

Ключові слова: новий термічний деаератор підвищеного тиску, низьконапірний водорозподільний пристрій, ВАТ «НВО ЦКТИ», проект АЕС-2006, деаератор живильної води.

УДК 621.184.4

Розрахункове і експериментальне дослідження стійкої роботи змішувачів ПНТ для ТЕС і АЕС [Текст] / Т. Г. Синцова, М. М. Трифонов, В. Ф. Єрмолов, Ю. Г. Сухоруков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 61–68. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

ВАТ «НВО ЦКТИ» розробило методику розрахунку системи змішувальних підігрівачів низького тиску, включених за гравітаційної схемою, спільно з конденсатними електронасосами другого ступеня. У статті представлені опис і результати статичних і динамічних випробувань змішувальних підігрівачів низького тиску енергоблоку № 4 Калінінської АЕС. Зіставлення результатів розрахунку з дослідними даними, отриманими при випробуваннях, показало їх досить гарний збіг.

Ключові слова: змішувач підігрівач, скидання навантаження, випробування, безпека.

УДК 621.822

Аналіз работоспроможності радіальних підшипників ковзання турбомашин на водяній мастильній рідині [Текст] / В. В. Рухлінський, В. П. Кожевников, О. М. Борисенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 69–76. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропоновано в якості альтернативної змащувальної рідини в опорах ковзання турбін ТЕС та АЕС використовувати воду. Проведені експериментально-теоретичні дослідження радіальних підшипників при змащуванні їх рідиною, яка містить воду. Числові дослідження виконані на основі трьохмірної неізотермічної течії змащувальної рідини в зазорі радіального підшипника з урахуванням теплообміну між змащувальним шаром і елементами підшипника, які його обмежують. Мала в'язкість води обумовлює турбулентний режим течії, що було враховано за допомогою моделі Рейхардта.

Ключові слова: підшипник, турбіна, змащування, вода, мастило, електростанція, робота, режим, дослідження, економія, експеримент, теорія, течія.

УДК 519.87

Оптимізація періодичності ремонтів обладнання енергооб'єктів з врахуванням фактора старіння [Текст] / **О. В. Єфімов, Т. В. Потаніна** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 77–82. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

В дослідженні представлено метод прийняття рішень щодо вибору стратегії технічного обслуговування та ремонту обладнання енергоблоків електростанцій. Окреслено загальні процедури оцінки та керування техногенним ризиком, зокрема декомпозиція складної технічної системи, ранжирування обладнання за рівнем ризико-значущості (оцінка ризику, оцінка наслідків відмов), висновок щодо безпечності системи, методи керування ризиком. Розглянуто математичну модель оптимізації тривалості міжремонтних періодів з врахуванням ризику та фактора старіння обладнання. Класифікацію стану обладнання, сукупно з «проміжним», здійснено за допомогою моделі *Kijima* й *Sumita*.

Ключові слова: енергетичне обладнання, експлуатація, міжремонтний період, відновлення, ризик, старіння.

УДК 697.31

Математичне моделювання і ідентифікація фактичних теплових втрат через пошкоджену ізоляцію трубопроводів теплотрас [Текст] / **В. М. Підкопай, А. М. Ганжа, Н. А. Марченко** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 83–89. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті розглядаються проблеми якісного теплопостачання житлових масивів від централізованих джерел енергії. Для забезпечення необхідною кількістю теплової енергії споживачів, потрібно компенсувати втрати тепла, які виникають при передачі. Розроблено математичні моделі та методика визначення фактичних втрат теплової енергії через поверхню ізоляційного матеріалу трубопроводів з урахуванням його пошкодження в процесі експлуатації і режимів роботи теплової мережі. Адекватність моделі підтверджується аналітично. За допомогою даної методики можна оцінювати і прогнозувати теплові втрати в тепломережі, а також ефективність теплопостачання і потенціал енергозбереження.

Ключові слова: математична модель, теплова мережа, теплові втрати, коефіцієнт теплопровідності, температурне поле.

УДК 681.513.3

Модель енергозберігаючого управління нагнітачами теплових електростанцій [Текст] / **Г. І. Канюк, А. Ю. Мезеря, І. П. Лаптінов** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 90–97. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропоновано модель енергозберігаючого керування нагнітачами (насоси та вентилятори) теплових електричних станцій. Показано фактори, що впливають на енергетичну ефективність роботи нагнітача. Складено векторну структурну схему нагнітача та отримано аналітична залежність енергетичних втрат від основних технологічних параметрів нагнітача. Встановлені залежності між основними параметрами насосної установки – тиском, об'ємною подачею, параметрами керуючого впливу – частотою обертання насоса та положенням регулюючої засувки.

Ключові слова: нагнітач, насос, вентилятор, теплова електростанція, енергозберігаюче керування, модель керування нагнітачем.

УДК 62.135

Моделювання впливу явищ повзучості на напружено-деформований стан високонапружених елементів парових турбін [Текст] / **М. М. Гришин, А. М. Губський, С. А. Пальков, І. А. Пальков** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 98–103. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлена чисельна реалізація методики оцінки впливу явищ повзучості на напружено-деформований стан високонапружених елементів парової турбіни. Розглянуто технологію обробки наявних в літературних джерелах експериментальних кривих повзучості. Технологія базується на методі найменших квадратів. Задля моделі повзучості обрана модифікована часова модель повзучості зі

зміцненням, що належить до методів неявної повзучості і характеризується стійкістю, точністю і швидкістю рішення. Проведено порівняння експериментальних кривих повзучості і кривих, отриманих аналітичним шляхом. Виконано аналіз впливу повзучості на напружено-деформований стан елементів парових турбін. Результати чисельного дослідження показані на тлі зміни напруг і деформацій з часом в замковому з'єднанні робочих лопаток з диском і у внутрішньому корпусі парової турбіни К-500-240.

Ключові слова: необоротна деформація, повзучість, метод скінчених елементів, метод найменших квадратів, експериментальна крива, модифікована часова модель зі зміцненням, двовимірною апроксимація, замкове з'єднання робочих лопаток, внутрішній корпус.

УДК 621.165; 621.438; 621.224

Мобільні засоби оцінки вібраційного стану енергетичних агрегатів [Текст] / М. Г. Шульженко, Ю. Г. Єфремов, В. Й. Цибулько, О. В. Демарма // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 104–110. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Описано апаратні засоби мобільного багатофункціонального вимірювально-діагностичного комплексу неруйнівного контролю й оцінки технічного стану енергетичних і транспортних агрегатів тривалої експлуатації. Наведено технічні характеристики й функціональні можливості мобільних пристроїв оперативного контролю й аналізу вібростану устаткування. Наведено приклад використання розробленого мобільного комплексу при діагностуванні причин підвищеної вібрації турбоагрегату К-200-130. Результати можуть застосовуватися при рішенні завдань вібродіагностики й встановлення причин підвищеної вібрації енергетичних агрегатів.

Ключові слова: вихорострумний датчик, перетворювач, вібрація, вібраційний стан, система діагностики.

УДК 539.3:621.165

Вплив окружної нерівномірності властивостей матеріалу на неосесиметричне деформування ротора турбіни [Текст] / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Т. В. Протасова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 111–115. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

Оцінено можливість незворотного деформування роторів внаслідок окружної нерівномірності границі текучості. Чисельні дослідження виконано на основі методу скінчених елементів в поєднанні з розкладанням рішень в окружному напрямку в ряди Фур'є. Показано, що з перевищенням номінальної частоти обертання місцеві пластичні деформації, що з'являються, спричиняють значний прогин ротора при окружній нерівномірності границі текучості матеріала.

Ключові слова: ротор парової турбіни, окружна нерівномірність властивостей матеріалу, невісесиметричне деформування, прогин ротора, напіваналітичний метод скінчених елементів.

УДК 536.24:620.92

Методи та засоби зниження невизначеностей оцінювання інтенсивності теплообміну в складних сумішах [Текст] / С. Й. Ткаченко, Н. В. Пішеніна, Т. Ю. Румянцева // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 116–126. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

З метою зниження невизначеностей оцінювання інтенсивності теплообміну в складних сумішах виконано дослідження експериментально-розрахункового методу (ЕРМ) визначення інтенсивності теплообміну між металевою стінкою і складними сумішами, для яких інформація про теплофізичні властивості не відома. Удосконалено експериментальну і розрахункову частини ЕРМ. В експериментальному стенді ЕРМ добавлено установку для визначення інтенсивності за умов вимушеного руху. Забезпечено експериментальне визначення розподілу температур по висоті грійного і нагріваного теплоносія. З метою автоматизації збору та обробки експериментальна інформація виводилась на комп'ютер. Удосконалено метод обробки експериментів шляхом уточнення діапазону параметрів проведення досліджень. Запропоновано і введено в систему ЕРМ метод визначення належності натурної суміші (розчину) до ньютонівських або неньютонівських рідин. Вперше запропоновано і науково обгрунтовано методи вибору «модельної» та «частково-модельної рідини» у конкретних теплогідродинамічних умовах та застосування їх теплофізичних властивостей для оцінювання інтенсивності теплообміну в складних сумішах в елементах натурного обладнання.

Ключові слова: теплообмін, експериментально-розрахунковий метод, складна суміш, неньютонівська рідина, теплофізичні властивості..

УДК 621.313.322-81

Визначення геометричних параметрів ущільнювальних вузлів турбогенераторів з водневим охолодженням [текст] / **О. М. Мінко, В. В. Шевченко, В. Ю. Гордієнко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 127–130. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті запропоновано критерій вибору ефективних геометричних параметрів маслоуловлювача ущільнювального вузла турбогенератора з водневим охолодженням його внутрішнього об'єму (на прикладі маслоуловлювача). Виконано математичне моделювання робочої зони маслоуловлювача з урахуванням його геометрії і параметрів охолоджуючого середовища внутрішнього об'єму машини. Одержані практичні рекомендації можуть бути корисні для інженерів і наукових співробітників, які займаються проектуванням, ремонтом та оптимізацією ущільнювальних вузлів потужних електричних машин.

Ключові слова: турбогенератор, маслоуловлювач, геометричні параметри.

УДК 662.611.2:662.613.5

Ідентифікація кількісного складу невідомого газоподібного пального та його продуктів згоряння на основі вимірювання технологічних параметрів процесу спалювання палива [Текст] / **О. І. Брунеткін, М. В. Максимов, А. В. Бондаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 131–141. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Відзначено широка база і значний потенціал альтернативних (не сертифікованих) видів горючих газів. Виділена причина, яка утрудняє їх використання – невідомість і змінність складу. У силу цього в ряді випадків паливо такого виду спалюється при не оптимальних (не стехіометричних) співвідношеннях пального і окислювача. Обрана математична модель, на основі співвідношень хімічної термодинаміки, що дозволяє, в таких умовах, розрахувати склад продуктів згоряння. Це здійснюється на основі відомого складу палива (пальне і окислювач – повітря), їх теплотворної здатності (ентальпії) і якісного складу продуктів згоряння. В результаті можна отримати кількісний склад продуктів згоряння і відповідну їх температуру. Отримано апроксимаційні співвідношення, для розрахунку необхідних термодинамічних функцій. На основі виділених відомих співвідношень вирішення вище зазначеної «прямої» задачі запропоновано рішення «зворотної»: при відомому якісному складі продуктів згоряння, їх виміряні об'ємні витрати і температура (заміряні технологічні параметри) визначення їх кількісного складу та теплотворної здатності (ентальпії). Це дозволяє забезпечити оптимальне спалювання подібного виду палива. Виконана оцінка адекватності запропонованої моделі. Визначено її обмеження.

Ключові слова: не сертифіковане паливо, змінний склад, продукти згоряння, математична модель.

УДК 66.047.7

Науково-технічні основи теплоенергетичних процесів термовакуумної сушки вуглецевих матеріалів [Текст] / **В. М. Кошельник, В. О. Кутовий, А. С. Луценко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 142–149. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Розробка нових енергозберігаючих теплотехнологічних установок є важливою науково-технічною проблемою, пов'язаною з використанням системного підходу до вирішення задач енергозбереження стосовно теплофізическим явищам, реалізованим в теплотехнологічних системах і комплексах. У роботі представлені результати досліджень енергоефективного процесу сушіння та подрібнення бурого вугілля в термовакуумній установці. Наведено розрахунки нагрівального елемента термовакуумної установки. Практична значимість проведених досліджень пов'язана з можливістю створення промислового виробництва нового покоління екологічно чистих енергозберігаючих термовакуумних сушильних установок.

Ключові слова: енергозбереження, екологія, сушіння, подрібнення, вакуум.

УДК 621:311

Метод визначення ефективності роботи системи централізованого тепlopостачання з тепловим пунктом [Текст] / **М. А. Мартиняк, Й. С. Мисак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 150–155. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

В статті розглянутий метод аналізу роботи систем централізованого тепlopостачання, який дозволяє комплексно проаналізувати всі складові системи, визначити поетапно ефективність роботи

складових системи, а також кількість тепла, що поступає тепловому споживачу та втрати його при генерації та транспортуванні. Показано, що в сучасних системах централізованого теплопостачання сумарні втрати тепла не перевищують 10 %.

Ключові слова: метод, система централізованого теплопостачання, ТЕЦ, котельня, тепловий пункт, тепловий споживач, економічність.

УДК 697.3-52

Дослідження роботи системи комбінованого теплопостачання навчального корпусу із застосуванням ексергоекономічного аналізу [Текст] / Г. А. Баласанян, О. А. Климчук, Е. В. Кирилова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 156–158. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто режими роботи комбінованої системи теплопостачання учбового корпусу з використанням поновлювальних джерел енергії. Представлена принципова схема установки теплопостачання, що буде впроваджена. Проведено ексергоекономічний аналіз ефективності роботи різних джерел тепла в залежності від зовнішніх факторів. Запропонована методика оптимізації техніко-економічних параметрів теплової схеми комбінованої системи теплопостачання на основі ексергоекономічного аналізу. Для комбінованої системи теплопостачання учбового корпусу вирішена задача оптимізації робочих параметрів.

Ключові слова: поновлювальні джерела тепла, комбіноване теплопостачання, ексергоекономічний метод, оптимізація роботи системи теплопостачання.

УДК 662.92

Системи опалення на базі відпрацьованих мастил [Текст] / С. П. Поляков, Г. Е. Калейніков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 159–162. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

В роботі запропоновано спосіб опалення з використанням теплоти процесу комбінованого спалювання в двофазному потоці водних емульсій відпрацьованих моторних масел і піролізного газу. Проведено моделювання процесів горіння емульсій. Підібрані раціональні режими горіння та визначено склад піролізного газу. Встановлено, що при певних співвідношеннях обсягів надлишкового повітря і водяної пари, яка випаровується з емульсії, в складі вихідних газів відсутні H_2 та CO , тобто спостерігається повне згорання.

Ключові слова: відпрацьовані мастила, горіння, емульсії, піроліз.

УДК 536.24

Режими течії двофазових сумішей у проточному барботажному шарі утилізатора теплоти відхідних газів [Текст] / О. П. Костюк // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 163–170. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

Статтю присвячено експериментальним дослідженням, що направлені на підвищення ефективності роботи контактних тепломасообмінних апаратів шляхом збільшення міжфазної поверхні теплообміну та швидкості руху фаз. В роботі представлені результати експериментальних досліджень гідродинамічних режимів та форм руху газорідних сумішей у проточному двофазовому шарі утилізатора теплоти відхідних газів, визначені межі стійкого двофазового режиму, що відповідають граничним значенням критерію стійкості двофазового потоку (критерію Кутателадзе) та безрозмірної швидкості рідини (критерію Фруда).

Ключові слова: газорідна суміш, двофазовий потік, проточний барботажний шар, контактний тепломасообмінний апарат, вертикальний канал.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.165

Метод пространственной оптимизации ступени осевой турбины с учетом обтекания турбинных профилей и периферийной протечки [Текст] / А. В. Бойко, Д. И. Максютя // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 5–11. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

В работе приведен метод оптимизации ступеней осевой турбины с учетом обтекания турбинных профилей и периферийной протечки. Выполнены трехмерные расчеты исследуемой ступени. Проведено два этапа оптимизация по критерию повышения КПД. Расчетным путем повышен КПД изолированной

ступени на 0,48 %. Получены интегральные и локальные по высоте характеристики потока. Сделан анализ полученных результатов. Представлены выводы относительно целесообразности применения данного метода при оптимизации турбин.

Ключевые слова: пространственное профилирование, разработка методики оптимизации, изолированная турбинная ступень, закон закрутки, периферийная протечка.

УДК 62.135

Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД «ступень-диффузор» [Текст] / В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, В. А. Конев, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 12–20. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Выполнено численное исследование аэродинамических и энергетических характеристик последней ступени ЦНД мощной паровой турбины с предвключенным каналом межступенчатого зазора и входным участком канала диффузора выхлопного патрубка на стационарном режиме с использованием свойств влажного пара на основе односкоростного приближения и равновесной конденсации. Представлена трехмерная структура, осредненные аэродинамические характеристики элементов отсека, энергетические характеристики каналов ступени. Анализируется влияние геометрических элементов – щели отсоса влаги, проволочной демпферной связи и периферийного цельнофрезерованного полочного бандажа на течение в каналах ступени. Обсуждается эффект и параметры струи надбандажной протечки на течение в диффузоре, влияние проволочной демпферной связи на энергетические характеристики ступени. Исследован эффект возможного перетекания пара через технологическую щель в лопатке вблизи проволочной демпферной связи.

Ключевые слова: последняя ступень ЦНД, система влагоудаления, осекольцевой диффузор, численное моделирование, влажный пар, аэродинамические, энергетические характеристики.

УДК 621.515

Определение параметров за полуоткрытым рабочим колесом центробежной компрессорной ступени с учетом потерь на трение диска и перетекание в зазоре между корпусом и торцами лопаток [Текст] / С. С. Евгеньев, В. А. Футин, И. М. Шубкин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 21–24. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

На основе экспериментальных данных и расчетов с помощью метода конечно-объемных элементов по программе FlowVision получены параметры за полуоткрытым рабочим колесом центробежной компрессорной ступени. Параметры рабочего колеса определены с учетом потерь на трение дисков и перетекания газа в межлопаточных каналах. Эти параметры влияют на эффективность рабочего колеса и являются граничными условиями при расчете осевых и радиальных сил. Уточнение этих параметров способствует повышению надежности и экономичности рабочего колеса. В данной работе для расчета относительных потерь на перетекание в зазорах между лопатками рабочего колеса и корпусом и на трение диска использованы обобщенные экспериментальные данные, учитывающие влияние фактических коэффициентов расхода ступени и реактивности рабочего колеса, геометрии бокового зазора между диском и корпусом, величины и направления расхода утечки около диска на его трение, а также влияние граничных условий за рабочим колесом в виде статического давления и закрутки потока непосредственно в боковом зазоре.

Ключевые слова: центробежный компрессор, полуоткрытое рабочее колесо, параметры за рабочим колесом.

УДК 621.438(076.5)

Оптимизация малоразмерных газотурбинных двигателей [Текст] / В. П. Герасименко, М. М. Овчинников, М. Ю. Шелковский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 25–28. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Предложены мероприятия повышения топливной экономичности малоразмерных газотурбинных двигателей и энергетических установок с регенерацией тепла путем термодинамической оптимизации рабочего процесса и газодинамической оптимизацией узлов двигателя. Оптимальная степень повышения давления ГТД с температурой газа $T_r^* = 1100 \dots 1200$ К и степенью регенерации $\beta_p = 0,8 \dots 0,9$ составляет $\pi_{кпг} = 3,5 \dots 4,5$, а КПД – $\eta_e = 0,33 \dots 0,35$. Также выполнена оптимизация центробежного компрессора и турбины.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, компрессор, турбина, регенерация тепла, оптимизация, коэффициент полезного действия.

УДК 621.43.056

Исследование рабочих процессов камеры сгорания ГТД с применением *RQL*-технологии сжигания синтетического газа [Текст] / С. И. Сербин, Н. А. Гончарова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 29–33. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Статья посвящена вопросам численного моделирования рабочих процессов камер сгорания газотурбинных двигателей, работающих на альтернативном топливе. Исследованы вопросы возможности применения *RQL*-технологии сжигания синтетического топлива и необходимости введения конструктивных модификаций топливосжигающих устройств с целью улучшения экологических характеристик существующих камер сгорания. Концепция *RQL* камеры сгорания представлена в качестве стратегии по снижению выбросов оксидов азота (NO_x) газотурбинных двигателей. Концепция отличается высокой стабильностью сгорания за счет богатой первичной зоны.

Ключевые слова: камера сгорания, синтетическое топливо, *RQL*-технология, математическое моделирование, горение.

УДК 621.165; 621.311.22

Рациональное распределение тепловой нагрузки в теплофикационной установке турбины Т-100/120-130 [Текст] / А. Л. Шубенко, О. А. Бабенко, В. Н. Голощапов, А. Ю. Козлоков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 34–37. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

В работе решена важная научно-техническая задача повышения эффективности эксплуатации теплофикационных турбин ТЭЦ. Показано, что рациональное распределение тепловой нагрузки между подогревателями сетевой воды нижней и верхней ступеней в зависимости от температуры наружного воздуха позволяет выработать дополнительную электрическую мощность при сохранении режима работы энергоблока.

Ключевые слова: теплоэлектроцентраль, теплофикационная турбина, сетевой подогреватель, тепловая нагрузка, электрическая мощность.

УДК 621.165

Уравнение неразрывности для течения в слое переменной толщины на поверхности S_2 [Текст] / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 38–41. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрено относительное установившееся течение идеального газа через рабочую решетку осевой турбомашины. Для получения приближенного решения используется квазитрехмерный (*Q3D*) подход, который в своей классической постановке был всесторонне разработан Ч.Х. Ву. Поток разделен на слои поверхностями S_1 и S_2 . Поверхности S_1 не имеют оси симметрии, которая совпадает с осью турбомашины. Трехмерное течение на поверхности S_2 сведено к двумерному течению без допущения о том, что течение является осесимметричным.

Ключевые слова: кольцевая решетка, поверхность тока, обратная задача, вектор скорости.

УДК 621.165

Задачи проектирования систем парового охлаждения газовых турбин [Текст] / А. И. Тарасов, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 42–48. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье проведен анализ возможности применения водяного пара в качестве охладителя в системах охлаждения газовых турбин как альтернатива воздушной системе охлаждения. Сформулированы преимущества и основные задачи проектирования систем парового охлаждения газовых турбин. На основе анализа табличных данных построены аппроксимирующие зависимости для плотности, удельной теплоемкости и других теплофизических свойств водяного пара. Справедливость зависимостей ограничена интервалом давлений и температур, которые возможны в системах охлаждения турбин. Выполнена оценка эффективности использования пара в качестве охладителя в системах охлаждения газовых турбин.

Ключевые слова: газовая турбина, парогазовая установка, паровая система охлаждения, коэффициент теплоотдачи.

УДК 532.516

Факторы интенсификации теплообмена в трубе с завихрителем частичной закрутки потока [Текст] / Т. В. Доник, О. В. Шихабутнинова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 49–53. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Определены факторы, влияющие на интенсификацию теплообмена в трубе с завихрителем частичной закрутки потока, которые включают скорость и угол закрутки потока в пристеночной области, интенсивность турбулентности и вихревое перемешивание. Результаты исследования показали, что основной вклад в интенсификацию теплообмена оказывает вихревое перемешивание, величина которого превышает фактор 2,0. Факторы закрутки потока и турбулентности соизмеримы между собой и составляют около 1,2. Фактор снижения скорости около поверхности канала составляет около 0,6.

Ключевые слова: завихритель, частичная закрутка потока, факторы интенсификации теплообмена.

УДК 621.187.124

Разработка термических деаэраторов повышенного давления для турбоустановок энергоблоков АЭС мощностью 1200 МВт [Текст] / Г. В. Григорьев, П. В. Егоров, М. В. Чупраков, А. С. Гиммельберг, Ю. Г. Сухоруков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 54–60. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

С учетом опыта создания и внедрения деаэраторов для Тяньваньской АЭС в Китае и АЭС «Куданкулам» в Индии, разработаны новые деаэраторы производительностью 6400 т/ч для энергоблоков № 1, 2 мощностью 1200 МВт Нововоронежской АЭС-2 и Ленинградской АЭС-2 проекта АЭС-2006. Результаты разработки и освоения указанных деаэраторов используются при проектировании новых деаэраторов для энергоблоков № 1, 2 мощностью 1200 МВт Белорусской АЭС, а также перспективных энергоблоков АЭС и ТЭС в России и за рубежом.

Ключевые слова: новый термический деаэратор повышенного давления, низконапорное водораспределительное устройство, ОАО «НПО ЦКТИ», проект АЭС-2006, деаэратор питательной воды.

УДК 621.184.4

Расчетное и экспериментальное исследование устойчивой работы смешивающих ПНД для ТЭС и АЭС [Текст] / Т. Г. Синцова, Н. Н. Трифонов, В. Ф. Ермолов, Ю. Г. Сухоруков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 61–68. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

ОАО «НПО ЦКТИ» разработало методику расчета системы смешивающих подогревателей низкого давления, включенных по гравитационной схеме, совместно с конденсатными электронасосами второй ступени. В статье представлены описание и результаты статических и динамических испытаний смешивающих подогревателей низкого давления энергоблока № 4 Калининской АЭС. Сопоставление результатов расчета с опытными данными, полученными при испытаниях, показало их достаточно хорошее совпадение.

Ключевые слова: смешивающий подогреватель, сброс нагрузки, испытания, безопасность

УДК 621.822

Анализ работоспособности радиальных подшипников скольжения турбомашин на водяной смазочной жидкости [Текст] / В. В. Рухлинский, В. П. Кожевников, О. М. Борисенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 69–76. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Предложено в качестве альтернативной смазочной жидкости в опорах скольжения турбин ТЭС и АЭС использовать воду. Проведены экспериментально-теоретические исследования радиальных подшипников при смазывании их водосодержащей жидкостью. Численные исследования выполнены на базе трехмерного неизотермического течения смазочной жидкости в зазоре радиального подшипника с учетом теплообмена между смазочным слоем и ограничивающими его элементами подшипника. Малая вязкость воды обуславливает турбулентный режим течения, что было учтено при помощи модели Рейхардта.

Ключевые слова: подшипник, турбина, смазка, вода, масло, электростанция, работа, режим, исследования, экономия, эксперимент, теория, течение.

УДК 519.87

Оптимизация периодичности ремонтов оборудования энергообъектов с учетом фактора старения [Текст] / А. В. Ефимов, Т. В. Потанина // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 77–82. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

В исследовании представлен метод принятия решений о выборе стратегии технического обслуживания и ремонта оборудования энергоблоков электростанций. Описаны общие процедуры оценки и управления техногенным риском, включающие декомпозицию сложной технической системы, ранжирование оборудования по уровню риска-значимости (оценка риска, оценка последствий отказов), выводы о безопасности системы, методы управления риском. Рассмотрена математическая модель оптимизации продолжительности межремонтных периодов с учетом риска и фактора старения оборудования. Классификация состояния оборудования, включая «промежуточные», осуществлена с помощью модели Kijima и Sumita.

Ключевые слова: энергетическое оборудование, эксплуатация, межремонтный период, восстановление, риск, старение.

УДК 697.31

Математическое моделирование и идентификация фактических тепловых потерь через поврежденную изоляцию трубопроводов теплотрасс [Текст] / В. Н. Подкопай, А. Н. Гагжа, Н. А. Марченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 83–89. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье рассматриваются проблемы качественного теплоснабжения жилых массивов от централизованных источников энергии. Для обеспечения необходимым количеством тепловой энергии потребителей, нужно компенсировать потери тепла, которые возникают при передаче. Разработаны математические модели и методика определения фактических потерь тепловой энергии через поверхность изоляционного материала трубопроводов с учетом его повреждения в процессе эксплуатации и режимов работы тепловой сети. Адекватность модели подтверждается аналитически. С помощью данной методики можно оценивать и прогнозировать тепловые потери в теплосети, а также эффективность теплоснабжения и потенциал энергосбережения.

Ключевые слова: математическая модель, тепловая сеть, тепловые потери, коэффициент теплопроводности, температурное поле.

УДК 681.513.3

Модель энергосберегающего управления нагнетательными установками тепловых электростанций [Текст] / Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, И. П. Лаптинов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 90–97. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Предложена модель энергосберегающего управления нагнетательными установками (насосы и вентиляторы) тепловых электрических станций. Показаны факторы, оказывающие влияние на энергетическую эффективность работы нагнетателя. Составлена векторная структурная схема нагнетательной установки и получена аналитическая зависимость энергетических потерь от основных технологических параметров нагнетательной установки. Установлены зависимости между основными параметрами насосной установки – давлением, объемной подачей, параметрами управляющего воздействия – частотой вращения насоса и положением регулирующей задвижки.

Ключевые слова: нагнетательная установка, насос, вентилятор, тепловая электростанция, энергосберегающее управление, модель управления нагнетателем.

УДК 62.135

Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин [Текст] / Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 98–103. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлена численная реализация методики оценки влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровой турбины. Рассмотрена технология обработки имеющихся в литературных источниках экспериментальных кривых ползучести.

Технология основана на методе наименьших квадратов. В качестве модели ползучести выбрана модифицированная временная модель ползучести с упрочнением, принадлежащая к методам неявной ползучести и характеризующаяся устойчивостью, точностью и быстротой решения. Проведено сравнение экспериментальных кривых ползучести и кривых, полученных аналитическим путем. Выполнен анализ влияния ползучести на напряженно-деформированное состояние элементов паровых турбин. Результаты численного исследования показаны на фоне изменения напряжений и деформаций со временем в замковом соединении рабочих лопаток с диском и во внутреннем корпусе паровой турбины К-500-240.

Ключевые слова: необратимая деформация, ползучесть, метод конечных элементов, метод наименьших квадратов, экспериментальная кривая, модифицированная временная модель с упрочнением, двумерная аппроксимация, замковое соединения рабочих лопаток, внутренний корпус.

УДК 621.165; 621.438; 621.224

Мобильные средства оценки вибрационного состояния энергетических агрегатов [Текст] / **Н. Г. Шульженко, Ю. Г. Ефремов, В. И. Цибулько, А. В. Депарма** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 104–110. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Описаны аппаратные средства мобильного многофункционального измерительно-диагностического комплекса неразрушающего контроля и оценки технического состояния энергетических и транспортных агрегатов длительной эксплуатации. Приведены технические характеристики и функциональные возможности мобильных устройств оперативного контроля и анализа вибросостояния оборудования. Приведен пример использования разработанного мобильного комплекса при диагностировании причин повышенной вибрации турбоагрегата К-200-130. Результаты могут применяться при решении задач вибродиагностики и установления причин повышенной вибрации энергетических агрегатов.

Ключевые слова: вихретоковый датчик, преобразователь, вибрация, вибрационное состояние, система диагностики.

УДК 539.3:621.165

Влияние окружной неравномерности свойств материала на неосесимметричное деформирование ротора турбины [Текст] / **Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Т. В. Протасова** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 111–115. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

Оценена возможность необратимого деформирования роторов вследствие окружной неравномерности предела текучести. Численные исследования выполнены на основе метода конечных элементов в сочетании с разложением решений в окружном направлении в ряды Фурье. Показано, что с превышением номинальной частоты вращения появляющиеся местные пластические деформации вызывают значительный прогиб ротора при окружной неравномерности предела текучести материала.

Ключевые слова: ротор паровой турбины, окружная неравномерность свойств материала, неосесимметричное деформирование, прогиб ротора, полуаналитический метод конечных элементов.

УДК 536.24:620.92

Методы и средства снижения неопределенностей оценки интенсивности теплообмена в сложных смесях [Текст] / **С. И. Ткаченко, Н. В. Пишенина, Т. Ю. Румянцева** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 116–126. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

С целью снижения неопределенностей оценки интенсивности теплообмена в сложных смесях выполнено исследование экспериментально-расчетного метода (ЭРМ) определения интенсивности теплообмена между металлической стенкой и сложными смесями, информация о теплофизических свойствах которых не известна. Усовершенствована экспериментальная и расчетная часть ЭРМ. В экспериментальном стенде ЭРМ добавлена экспериментальная установка для определения интенсивности в условиях вынужденного движения. Обеспечено экспериментальное определение распределения температур по высоте греющего и нагреваемого теплоносителей. С целью автоматизации сбора и обработки, экспериментальная информация выводилась на компьютер. Усовершенствован метод обработки экспериментов путем уточнения диапазона параметров проведения исследований. Предложен и введен в систему ЭРМ метод определения к какому типу жидкостей относится натурная смесь (раствор), к ньютоновским или неньютоновским. Впервые предложены и научно обоснованы методы выбора «модельной» и «частично-модельной жидкости» в конкретных теплогидродинамических

условиях и применение теплофизических свойств для оценки интенсивности теплообмена в сложных смесях в элементах натурального оборудования.

Ключевые слова: теплообмен, экспериментально-расчетный метод, сложная смесь, неньютоновская жидкость, теплофизические свойства.

УДК 621.313.322-81

Определение геометрических параметров уплотнительных улов турбогенераторов с водородным охлаждением [Текст] / А. Н. Минко, В. В. Шевченко, В. Ю. Гордиенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 127–130. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье предложен критерий выбора эффективных геометрических параметров маслоуловителя уплотнительного узла турбогенератора с водородным охлаждением его внутреннего объема (на примере маслоуловителя). Выполнено математическое моделирование рабочей зоны маслоуловителя с учетом её геометрии и параметров охлаждающей среды внутреннего объема машины. Полученные практические рекомендации могут быть полезны для инженеров и научных сотрудников, занимающихся проектированием, ремонтом и оптимизацией уплотнительных узлов крупных электрических машин.

Ключевые слова: турбогенератор, маслоуловитель, геометрические параметры.

УДК 662.611.2:662.613.5

Идентификация количественного состава неизвестного газообразного горючего и его продуктов сгорания на основе измеренных технологических параметров процесса сжигания топлива [Текст] / А. И. Брунеткин, М. В. Максимов, А. В. Бондаренко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 131–141. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Отмечена широкая база и значительный потенциал альтернативных (не сертифицированных) видов горючих газов. Выделена причина, затрудняющая их использование – неизвестность и переменность состава. В силу этого в ряде случаев топливо такого вида сжигается при не оптимальных (не стехиометрических) соотношениях горючего и окислителя. Выбрана математическая модель, на основе соотношений химической термодинамики, позволяющая, в таких условиях, рассчитать состав продуктов сгорания. Это осуществляется на основе известного состава топлива (горючее и окислитель – воздух), их теплотворной способности (энтальпия) и качественного состава продуктов сгорания. В результате можно получить количественный состав продуктов сгорания и соответствующую их температуру. Получены аппроксимационные соотношения, для расчета необходимых термодинамических функций. На основе выделенных известных соотношений решения выше отмеченной «прямой» задачи предложено решение «обратной»: при известном качественном составе продуктов сгорания, их замеренных объемном расходе и температура (замеренных технологических параметрах) определение их количественного состава и теплотворной способности (энтальпии). Это позволяет обеспечить оптимальное сжигание подобного вида топлива. Выполнена оценка адекватности предложенной модели. Определены ее ограничения.

Ключевые слова: не сертифицированное топливо, переменный состав, продукты сгорания, математическая модель.

УДК 66.047.7

Научно-технические основы теплоэнергетических процессов термовакuumной сушки углеродных материалов [Текст] / В. М. Кошельник, В. А. Кутовой, А. С. Луценко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 142–149. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Разработка новых энергосберегающих теплотехнологических установок является важной научно – технической проблемой, связанной с использованием системного подхода к решению задач энергосбережения применительно к теплофизическим явлениям, реализуемым в теплотехнологических системах и комплексах. В работе представлены результаты исследований энергоэффективного процесса сушки и измельчения бурого угля в термовакuumной установке. Приведены расчеты нагревательного элемента термовакuumной установки. Практическая значимость проведенных исследований связана с возможностью создания промышленного производства нового поколения экологически чистых энергосберегающих термовакuumных сушильных установок.

Ключевые слова: энергосбережение, экология, сушка, измельчение, вакуум.

УДК 621:311

Метод определения эффективности работы системы централизованного теплоснабжения с тепловым пунктом [Текст] / М. А. Мартыняк, И. С. Мысак // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 150–155. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье рассмотрен метод анализа работы систем централизованного теплоснабжения, который позволяет комплексно проанализировать все составляющие системы, определить поэтапно эффективность работы составляющих системы, а также количество тепла, поступающего тепловому потребителю и его потери при генерации и транспортировке. Показано, что в современных системах централизованного теплоснабжения суммарные потери тепла не превышают 10 %.

Ключевые слова: метод, система централизованного теплоснабжения, ТЭЦ, котельная, тепловой пункт, тепловой потребитель, экономичность.

УДК 697.3-52

Исследование работы системы комбинированного теплоснабжения учебного корпуса с применением эксерго-экономического анализа [Текст] / Г. А. Баласанян, А. А. Климчук, Э. В. Кирилова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 156–158. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрены режимы работы комбинированной системы теплоснабжения учебного корпуса с использованием возобновляемых источников энергии. Представлена принципиальная схема внедряемой установки теплоснабжения. Проведен эксерго-экономический анализ эффективности работы различных источников тепла в зависимости от внешних факторов. Предложена методика оптимизации технико-экономических параметров тепловой схемы комбинированной системы теплоснабжения на основе эксергоэкономического анализа. Для комбинированной системы теплоснабжения учебного корпуса решена задача оптимизации рабочих параметров.

Ключевые слова: возобновляемые источники тепла, комбинированное теплоснабжение, эксерго-экономический метод, оптимизация работы системы теплоснабжения.

УДК 662.92

Системы отопления на базе отработанных масел [Текст] / С. П. Поляков, Г. Е. Калейников // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 159–162. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

В работе предложен способ отопления с использованием теплоты процесса комбинированного сжигания в двухфазном потоке водных эмульсий отработанных моторных масел и пиролизного газа. Проведено моделирование процессов горения эмульсий. Подобраны рациональные режимы горения и определен состав пиролизного газа. Установлено, что при определенных соотношениях объемов избыточного воздуха и водяного пара, который испаряется из эмульсии, в составе уходящих газов отсутствуют H_2 и CO , т.е. наблюдается полное сгорание.

Ключевые слова: отработанные масла, горение, эмульсии, пиролиз.

УДК 536.24

Режимы течения двухфазовых смесей в проточном барботажном шаре утилизатора теплоты уходящих газов [Текст] / А. П. Костюк // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 163–170. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

Статья посвящена экспериментальным исследованиям, направленным на повышение эффективности работы контактных теплообменных аппаратов путем увеличения межфазной поверхности теплообмена и скорости движения фаз. В работе представлены результаты экспериментальных исследований гидродинамических режимов и форм движения газожидкостных смесей в проточном двухфазном слое утилизатора теплоты уходящих газов, определены границы устойчивого двухфазного режима, которые соответствуют предельным значениям критерию устойчивости двухфазного потока (критерия Кутателадзе) и безразмерной скорости жидкости (критерия Фруда).

Ключевые слова: газожидкостная смесь, двухфазный поток, проточный барботажный слой, контактный теплообменный аппарат, вертикальный канал.

ABSTRACTS

A Method of Spatial Optimization of Axial Turbine Stage Taking into Account Turbine Profile Flows and the Peripheral Leakage [Text] / A. V. Boiko, D. I. Maksiuta // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 5–11. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

The development of the flow pass of powerful steam turbines contributes greatly to the efficiency of turbounits. This paper describes the method of the optimization of axial turbine stages taking into consideration the turbine profile flows and peripheral leakages. The verification of the numerical model and full-scale experiment have been described. Three-dimensional computations of the test stage have been done. Two steps of optimization in terms of the criterion of an increase in the efficiency factor have been realized. The first stage of optimization allowed us to reveal additional reserves for the improvement of the streamline. Using the computing method the efficiency factor of the isolated stage was increased by 0,48 %. Integral and local flow characteristics with regard to the blade height were obtained. The obtained results have been analyzed. The conclusions on the appropriateness of the use of this method during the turbine optimization have been made up.

Key words: spatial profiling, development of the optimization technique, isolated turbine stage, twist law, peripheral leakage.

Investigation of Aerodynamic and Power Characteristics of the Exhaust Compartment of the Low-Pressure Cylinder "Stage-Diffuser" [Text] / V. L. Shvetsov, I. I. Kozheshkurt, V. A. Konev, V. G. Solodov, A. A. Khandrimailov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 12–20. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

The numeric investigation of aerodynamic and power characteristics of the last stage of LPC of a powerful steam turbine with the preswitched on channel of the stage gap and with the input section of the diffuser channel of the exhaust branch pipe for the stationary mode was performed using the properties of the wet steam on the basis of one-velocity approximation and the equilibrium condensation. A three-dimensional structure, and averaged aerodynamic characteristics of compartment elements and power characteristics of the stage channel have been given. The influence produced by geometric elements, in particular moisture suction slots, damper wire tie and peripheral integrally machined rack shroud on the flow in the stage channels has been analyzed. The effect of the jet of the over-shroud leakage and also jet parameters on the diffuser flow is discussed including the influence of the damper wire tie on the power characteristics of the stage. The effect of the possible steam flow through the blade slot near the damper wire tie has been studied.

Key words: last stage of LPC, moisture removal system, axial annular diffuser, numerical simulation, wet steam, aerodynamic and power characteristics.

Determining the Parameters behind the Semiopen-Type Impeller of Centrifugal Compressor Stage Taking into Account Disk Friction Losses and Leakage through Clearances between the Body and the Blade Face [Text] / S. S. Evgenev, V. A. Futin, I. M. Shubkin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 21–24. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

Based on experimental data and computations done using the method of finite –dimensional elements the FlowVision program allowed for the generation of parameters behind the semiopen impeller of centrifugal compressor stage. Impeller parameters were determined taking into account disc friction losses and gas leakage in blade channels. These parameters affect the impeller efficiency and are taken as boundary conditions for the computation of axial and radial forces. The updating of these parameters contributes to an increase in the reliability and efficiency of the impeller. To compute relative clearance leakage losses between the impeller blades and the body and also disk friction losses this scientific paper uses generalized experimental data that take into consideration the influence of actual flow coefficients of the stage and the impeller reaction, the geometry of the side clearance between the disc and the body, the value and direction of the leakage flow near the disk required for its friction, and also the influence of boundary conditions behind the impeller in the form of statistical pressure and flow swirl directly in the side clearance.

Key words: centrifugal compressor, semiopen impeller, parameters behind the impeller.

Optimization of Small-Size Gas-Turbine Engines [Text] / V. P. Gerasimenko, M. M. Ovchinnikov, M. Y. Shelkovsky // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 25–28. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

The measures were taken to increase the fuel efficiency of small-size gas-turbine engines and power plants with the regeneration of heat through the thermodynamic optimization of the working process and gas

dynamic optimization of engine components. An optimal degree of an increase in pressure of the gas-turbine engine with an increase in gas temperature is $T_r^* = 1100 \dots 1200$ K and the regeneration degree of $\beta_p = 0,8 \dots 0,9$ is $\pi_{кпе} = 3,5 \dots 4,5$ and the efficiency factor $\eta_e = 0,33 \dots 0,35$. The optimization of the centrifugal compressor and turbine has been performed.

Key words: gas turbine engine, compressor, turbine, heat regeneration, optimization, and efficiency factor.

Studying Working Processes in the Combustion Chamber of Gas Turbine Engine Using RQL-Technologies for Synthetic Gas Combustion [Text] / S. I. Serbin, N. A. Goncharova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 29–33. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper is devoted to the problems of numerical simulation of working processes in the combustion chambers of gas turbine engines that operate using an alternative fuel. The issues related to the possibility of the use of *RQL* technology for synthetic fuel combustion and the need for the introduction of structural modifications of fuel burning plants to improve ecological characteristics of available combustion chambers have been discussed. A conception of *RQL* combustion chamber is given as the strategy to reduce the emissions of nitrogen oxides (NO_x) of gas turbine engines. This conception differs by high combustion stability due to the rich primary zone. In stationary conditions standard combustion technologies are considered to be the technologies with a high-speed preliminary mixing. Safety conditions are not very important, the work cycle is more restricted and the reduction of NO_x emissions is more essential in contrast to *RQL* technology. Nevertheless, the *RQL* combustion technology is of great interest for the stationary application due to the possibility of more efficient processing of the fuel of a compound composition and also for the processing of fuels of a different component composition. An additional research is required to study the NO_x formation in *RQL* configurations.

Key words: combustion chamber, synthetic fuel, *RLQ*-technology, mathematical simulation and combustion.

Rational Distribution of Thermal Load in the Heating Plant of the Turbine T-100/120-130 [Text] / A. L. Shubenko, O. A. Babenko, V. N. Goloshchapov, A. Yu. Kozlovkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 34–37. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper is devoted to the improvement of the operation modes of the extraction turbines of heat power plants, which is possible due to the selection of rational methods for heating the network water. To solve this problem we used the mathematical model "SCAT", which was developed by the Institute for the Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine. The purpose of this scientific paper is to increase the efficiency of the power –generating units of the heat power plant through the improvement of heat release modes. It has been shown that the rational distribution of the heat load between the network heaters of the lower and upper stages depending on the temperature of outdoor air allows for the generation of additional electric power maintaining the operation mode of power generating unit.

Key words: heat power plant, extraction turbine, network heater, thermal loading, and electric power.

Continuity Equation for the Flow in the Variable Thickness Layer on the Surface S_2 [Text] / B. N. Subotovich, A. Yu. Yudin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 38–41. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

A constant flow of ideal gas through the cascade of axial turbomachine has been considered. To obtain the approximate solution we used the quasi-three-dimensional (*Q3D*) approach, which in its classical statement was comprehensively developed by Ch.Kh. Wu. The flow is separated into the layers by S_1 and S_2 surfaces. The S_1 surfaces have no symmetry axis that coincides with the turbomachine axis. Three –dimensional flow on the S_2 surface is reduced to the two-dimensional flow with no assumption that the flow is axially symmetric. It is assumed that the flow moves in the layers of a variable thickness on two surfaces S_1 and S_2 . The Euler equation is used by the surface problems to describe the flows. The problem is solved individually for each surface taking into consideration mutual influence of two-dimensional (*2D*) flows. First the solution for axial symmetric problem is sought on arbitrary twisted surfaces S_2 assuming that it gives satisfactory data with regard to the averaged parameters of the cascade flow and then flow parameters are determined on axial symmetric surfaces S_1 in the layers of variable thickness in the interblade channel as the deviation from average parameters. To create new methods for the solution of direct and inverse problems of the theory of turbomachine cascades the following approach to the development of *Q3D* technique is proposed, in particular an assumption of axial

symmetry of the flow is eliminated for the problem on S_2 surfaces and the problem is solved for the layer of variable thickness.

Key words: blade cascade, stream surface, inverse problem, velocity vector.

Design Problems of a Steam Cooling System for Gas Turbines [Text] / **A. I. Tarasov, O. A. Litvinenko, I.A. Mihaylova** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 42–48. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

A cooling system is an important part of contemporary gas turbine. Its improvement and sophistication is an essential condition for the creation of a competitive turbine design. The possibility of the use of steam as the heat carrier for cooling systems of gas turbines, which is an alternative to air cooling system, has been analyzed. The advantages and disadvantages of the steam cooling structure of gas turbines have been discussed. The main problems are related to the selection of the turbine cascade for the steam extraction and the turbine cascade for the steam return, hydraulic design of a steam cooling network, assessment of steam losses in the turbine caused by its leakage in branched cooling systems, software development for the solution of acute problems. Using the table data we developed approximating equations for the density, specific heat capacity and other thermal-&-physical properties of the water steam for temperature and pressure ranges that can be used for turbine cooling systems. The estimation of the steam efficiency as a cooling agent for gas turbine cooling has been given.

Key words: gas turbine, steam-gas plant, steam cooling system, and heat emission coefficient.

Heat -Exchange Intensification Factors for the Tube with the Turbulator of a Partial Flow Swirl [Text] / **T. V. Donyk, O. V. Shikhabutinova** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 49–53. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

The preliminary results of the experimental research and computer simulation of the heat exchange and hydrodynamics in the tube with the turbulator of the partial swirl of the flow showed that the dependence of the intensification factor of the average heat exchange on the vortex angle has nonmonotonous character with a local maximum and minimum and such a character is conditioned by the simultaneous influence of several factors, including the vortex angle and flow velocity near the channel surface, the turbulence intensity and the vortex mixing. This paper determined the degree of influence of these factors on the heat exchange intensification in the tube with the turbulence of the partial swirl of the flow. The obtained data showed that the main contribution to the heat exchange intensification is done by the vortex mixing, whose value exceeds a factor of 2,0. Flow swirling and turbulence factors are commensurable between themselves and are equal to approximately 1,2. The velocity reduction factor near the tube surface is equal to approximately 0,6.

Key words: Turbulence, partial swirl of the flow, and heat-exchange intensification factors.

Development of the Thermal Deaerators of High Pressure for the Turbine Plants of the Power Units of Nuclear Power Stations [Text] / **H. V. Grigoriev, P. V. Egorov, M. V. Chuprakov, A. S. Gimmelberg, Yu. G. Sukhorukov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 54–60. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-774X.

Based on the experience gained in the design and commercialization of the deaerators for the Tian Van Nuclear Power Station in China and Nuclear Power Station "Cudanculum" in India we developed new deaerators with the capacity of 6400t/h for the power units No1 and 2 of 1200MW for Novovoronezh NPS-2 and Leningrad NPS-2 under the project NPS-2006. The structure of new deaerators has many advantages, in particular the capacity was increased, the rated content of oxygen in the deaerated water was decreased, and the technological effectiveness during the manufacture and assembly on the site of nuclear power station has been improved. The results of the development and operation of new deaerators are used for the design of new deaerators for the power units No 1 and 2 of 1200 MW intended for the Byelorussian NPS and also rather promising power units for NPS and TPS in Russian and abroad.

Key words: new thermal deaerator of high pressure, low-head water distribution unit, PJSC "NPO CKTI", Project NPS-2006, and feed water deaerator.

Design and Experimental Studies of the Stable Operation of Mixing Low Pressure Heaters for Thermal Power Stations and Nuclear Power Stations [Text] / **T. G. Sintsova, N. N. Trifonov, Yu. P. Sukhorukov, V. F. Ermolov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 61–68. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

One of the methods used for an increase in the operation efficiency of the turbine plant is considered to be the use of low pressure heaters of a mixing type for the regeneration system. A broad application was found for the gravitation diagram in which mixing heaters are arranged at different heights to provide the possibility of the use of the gravity water overflow from the heater with a lower steam pressure to the heater with a higher steam pressure. However this diagram requires taking additional measures to provide reliable operation of the regeneration system. PJSC "NPO CKTI" developed a technique for the design of the system of mixing heaters of low pressure that are connected according to the gravitational scheme together with condensate electric pumps of the second stage for the purpose of the study of their operation in the regeneration system. The results of statistical and dynamic tests of the mixing heaters of low pressure for the power unit No4 at Kalinin NPS have been given. The comparison of computational data and experimental data that were obtained during the tests showed their satisfactory matching.

Key words: mixing heater, load dropping, tests, and safety.

The Analysis of the Efficiency of Radial Slide Bearings of Turbomachines Operating on Water Lubricating Liquid [Text] / V. V. Rukhlinskiy, V. P. Kozhevnikov, O. M. Borisenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 69–76. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

The purpose of studies described in this scientific paper was to investigate the mechanisms of the behavior of thermal and hydrodynamic processes that occur in slide bearings in water and their influence on the reliability and operation efficiency of friction bearings in different modes of turbine operation and also to develop reliable techniques for the design of bearings based on up-to-date achievements of the theory of lubrication. Lately, the problem of the use of alternative lubricating liquids for the slide bearings of TPS and NPS turbines becomes more and more vital. This problem is vital because the fire safety and ecological safety of power stations should be increased and because of the deficiency of oils. One of the possible trends in the solution of this problem is related to the use of water lubricating liquid for the lubricating systems of turbogenerators. The experimental and theoretical studies of radial bearings lubricated with the water-containing liquid have been carried out. Numerical studies were carried out using the three-dimensional nonisothermal flow of the lubricant liquid in the radial bearing clearance taking into account the heat exchange between the lubricating layer and the bearing elements restricting it. A low viscosity of water provides turbulent mode of the flow, which was taken into account using the Reyhard model.

Key words: bearing, turbine, lubricant, water, oil, power station, operation, mode, investigations, economy, experiment, theory, and the flow.

Optimization of the Periodicity of the Equipment Repair for Power Facilities Taking into Consideration the Aging Factor [Text] / A. V. Efimov, T. V. Potanina // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 77–82. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2078-774X.

This investigation presents the method of decision making on the selection of the strategy of technical maintenance and repair of the equipment of the power units of power stations. A scheme for the assessment of artificial risk and risk control has been described. This scheme includes the decomposition of a complicated technical system, ranging the equipment in terms of risk importance (risk estimation, assessment of failure after-effects), conclusions made on the safety of elements and system on the whole, and the methods of the risk control, in particular operative control, diagnostic tests, technical maintenance, and repair jobs. This paper describes the mathematical model used for the optimization of the duration of the periods between the repairs taking into consideration the equipment aging factor. The optimization of restoration jobs allows us to obtain such a result at lower losses. A criterion has been selected to establish the range of repair jobs, in particular the level of artificial risk, which is lower than the adopted admissible level. The costs required for the realization of the considered strategy of technical maintenance should be assessed including the operating costs and the costs related to the situation of adverse outcome, which is measured by the critical consequences of the failures of equipment required for the power station operation. A criterion of the decision making is to reduce to a minimum equipment failure costs taking into consideration the expenses and the possibility of the occurrence of failure scenario. The classification of equipment states, including the "intermediate" ones was performed using Kijima and Sumita models.

Key words: power equipment, operation, repair period, restoration, risk and aging.

Mathematical Simulation and Identification of Actual Heat Losses Caused by the Damaged Insulation of the Pipelines of Heating Mains [Text] / V. N. Pidkopay, A. N. Ganzha, N. A. Marchenko //

Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 83–89. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper delves into the problems of qualitative heat supply to the housing estate from the central power sources. To provide the required amount of heat energy for the customers it is necessary to compensate heat losses during the heat transfer. It is rather difficult to determine a real value of thermal losses in our country due to the availability of many problems faced by the heat supply sector. The solution of this problem is of great importance for the energy saving. Therefore, the mathematical model and the technique were developed for the determination of actual losses of thermal energy through the surface of the insulation material of pipelines taking into consideration the insulation damage during the operation and operation modes of thermal network. The enlargement coefficients of the normative heat flow and equivalent coefficients of an increase in the insulation heat conduction have been determined. The model adequacy is confirmed analytically. Using this model we can estimate and predict thermal losses in the heat network and also the heat supply efficiency and the energy saving potential.

Key words: mathematical model, thermal network, heat conduction coefficient and temperature field.

A Model of Energy Saving Control Using the Discharge Units of Thermal Power Stations [Text] / **G. I. Kanyuk, A. Yu. Mezerya, I. P. Laptinov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 90–97. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-774X.

The model of energy saving control of discharge units (pumps and fans) of thermal power stations has been proposed. The factors that affect the power efficiency of the supercharger operation have been shown. The influence of the technical performances of pipeline systems on the power station efficiency has been demonstrated. The function of power losses in the supercharger that can be varied in real time depending on the changes of power responses in the discharge units (bearing wear, a change in the Reynolds number, etc.) has been plotted. The vectorial block diagram of the discharge unit has been elaborated and the analytical dependence of power losses on major process parameters of the discharge unit has been obtained. The dependencies between the basic parameters of pump station, in particular, pressure, volumetric supply, control action parameters and pump rotation frequency and control slide position have been established. The experimental energy response of the real centrifugal pump mounted at the thermal power station was used as an example to demonstrate the technique used for the determination of the power efficiency of pump operation varying the rotation frequency and the methods of the determination of the pump operation range, which provides for the minimum power losses has been given.

Key words: supercharging unit, pump, fan, thermal power station, energy saving control, and supercharger control model.

Simulation of the Influence Produced by Creepage Phenomena on the Mode of Deformation of the Highly Stressed Elements of Steam Turbines [Text] / **N. N. Grishin, A. N. Gubsky, I. A. Palkov, S. A. Palkov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 98–103. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

A numerical realization of the technique used for the assessment of the influence produced by creepage phenomena on the mode of deformation of highly stressed elements of the steam turbine has been given. The technology used for the processing of the experimental curves of the creepage given in the references has been considered. The technology is based on the method of least squares. A modified time model of the creepage with the reinforcement was selected as the creepage model. It belongs to the models of implicit creepage and it is characterized by the stability, accuracy and high-speed solution. The experimental curves of the creepage and the curves obtained using analytical methods have been compared. The influence of the creepage on the mode of deformation of steam turbine elements has been analyzed. The results of numerical studies have been shown at the background of a change in stresses and deformations as a function of time for the lock joint of blades with the disk and in the inner shell of the steam turbine K-500-240.

Key words: irreversible deformation, creepage, method of final elements, method of least squares, experimental curve, modified time model with the reinforcement, two-dimensional approximation, lock joint of the blades, inner shell.

Mobile Tools Used for the Assessment of the Vibratory State of Power Units [Text] / **M. G. Shulzhenko, Yu. G. Yefremov, V. Io. Tsybulko, O. V. Deparma** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 104–110. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

The hardware used by the mobile multifunctional measuring-&-diagnostic system for the nondestructive control and assessment of the technical state of power and transport units of a continuous service has been

described. The technical performances and functional possibilities of mobile units used for the online control and analysis of the vibratory state of the equipment, in particular rotation frequency measurement (vibrometer); determining the imbalance sites of rigid rotors (the balancing device) have been given. The described tools can be used both as offline measuring devices and as the part of mobile and stationary systems to diagnose the vibratory state of the units. An example of the use of the developed mobile system to diagnose the reasons for the increased vibration of turbounit K-200-130 has been given. The obtained results can be used to solve the problems related to vibrodiagnostics and to establish the reasons for an increased vibration of power units.

Key words: vortex sensor, converter, vibration, vibration state, and diagnostics system.

The Influence of the Circumferential Inhomogeneity of Material Properties on the Asymmetric Deformation of the Turbine Rotor [Text] / M. G. Shulzhenko, P. P. Gontarovskiy, T. V. Protasova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 111–115. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-774X.

The consideration was given to the irreversible deformation of steam turbine rotors caused by the circumferential inhomogeneity of material properties, based on the numerical analysis of their three-dimensional mode of deformation. To analyze asymmetric mode of deformation of the elements and units of power machines in the form of rotary bodies we developed the technique based on the use of semianalytical method of finite elements. The meridian section of the structure is split into finite elements and in the circumferential direction the solution is described by Fourier series. The ductility strain, anisotropy and a change in material characteristics in the circumferential direction have been taken into consideration. The rotor flexures at the circumferential inhomogeneity of yield point have been determined. It has been shown that as the nominal rotation frequency is exceeded originating local ductility strains result in the considerable rotor flexure, which produces negative influence on the operation reliability of the turbine unit.

Key words: steam turbine rotor, circumferential inhomogeneity of material properties, asymmetric deformation, rotor flexure, semianalytical method of finite elements.

Methods and Tools Used for the Reduction of the Uncertainty of the Estimation of the Heat Exchange Intensity in Compound Mixtures [Text] / S. I. Tkachenko, N. V. Pishenina, T. Yu. Romyanceva // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 116–126. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-774X.

To reduce the uncertainties of the estimation of the heat exchange intensity in compound mixtures we studied the experimental-&-design method (EDM) used for the determination of the heat exchange intensity between the metal wall and the compound mixtures, whose thermal and physical properties-related information is unknown. The experimental and design component of the EDM has been improved. The experimental unit was added to the experimental bench used for the realization of the EDM to determine the intensity in the conditions of forced motion. The experimental determination of the temperature distribution along the height of heating and heated thermal carriers has been provided. To provide computer-aided data collection and processing the experimental information was keyboarded into the computer. A method of the processing of experiments by specifying the parameter range for the studies has been proposed. The method used for the determination of the type of liquids (Newtonian or non-Newtonian) to which the natural mixture (solution) is attributed was proposed and introduced into the EDM system. The methods of the selection of the "model" and "partially model liquid" in definite hydrodynamic conditions and the use of thermal and physical properties for the estimation of the heat exchange intensity in compound mixtures in full-scale equipment elements have been proposed and scientifically substantiated.

Key words: heat exchange, experimental-&-design method, compound mixture, non-Newtonian liquid, thermal and physical properties.

Determining the Geometric Parameters of the Sealing Units of Turbogenerators with the Hydrogen Cooling [Text] / A. N. Minko, V. V. Shevchenko, V. Yu. Gordienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 127–130. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper proposes the criterion for the selection of efficient geometric parameters for the oil trap of the sealing units of the turbogenerator with the hydrogen cooling of its internal space (using the oil trap as an example). The mathematical simulation of the working zone of the oil trap taking into consideration its geometry and the parameters of the cooling medium used for the internal space of the machine has been carried out. The simulation was performed using the parameters of the minimum value of leakages through the sealing (Q), oil pressure drop level ($P\Delta$) for the sealing, number of labyrinth grooves (z) and the value of the radial clearance (slot) between the rotor shaft and the working surface of the oil trap. The region of optimal values of

the geometry of the working zone of the oil trap, which allows for the selection of the length of the working zone for the oil trap, number of rotor grooves, the groove depth and the distance between the grooves has been established. Obtained practical recommendations can be of interest for the engineers and scientists involved in the design, repair and optimization of the sealing units for large electrical machines.

Key words: turbogenerator, oil trap, and geometric parameters.

The Identification of the Quantitative Composition of Unknown Gaseous Fuel and its Combustion Products using the Measured Technological Parameters of the Fuel Combustion Process [Text] / **A. I. Brunetkin, M. V. Maksimov, A. V. Bondarenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 131–141. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

An emphasis is laid to the extensive base and high potential of the alternative (not certified) types of combustion gases. Special attention was paid to the reason that hampers their use, in particular unknown and variable composition. As a result fuel of such a kind in many cases is burned not at optimal (not stoichiometric) fuel-to-oxidizer ratios. The mathematical model based on the relationships of chemical thermodynamics, which allows for the computation of combustion products in such conditions has been selected. This is realized on the basis of the known fuel composition (fuel and air as an oxidizer), their calorific value (enthalpy) and qualitative composition of combustion products. As a result we can determine the quantitative composition of combustion products and their appropriate temperature. The approximation relationships used for the computation of appropriate thermodynamic functions have been obtained. Based on the marked out relationships taken for the solution of the above “direct” problem we proposed the solution for the “inverse” problem using the known qualitative composition of the combustion products, their measured volumetric flow rate and temperature (measured technological parameters), their measured quantitative composition and calorific value (enthalpy). This allows us to provide optimal combustion of the fuel of a similar type. The adequacy of the proposed model has been assessed. Model restrictions were defined.

Key words: not certified fuel, variable composition, combustion products, and mathematical model.

Scientific and Technological Basics of Thermal Power Processes that Occur during the Thermal Vacuum Drying of Carbon Materials [Text] / **V. M. Koshelnik, V. A. Kutovoy, A. S. Lutsenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 142–149. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

The development of new energy saving heat technology plants is an important scientific- & engineering problem related to the use of the system approach to the solution of the problems of energy saving with regard to thermal and physical phenomena realized by heat technology systems and complexes. This paper gives the research results obtained for the energy-efficient drying process and brown coal milling in the thermovacuum unit. The computations of the heating element of the thermovacuum unit have been given. While analyzing thermodynamical processes running in the heat technology plant the consideration was given to the conditions that provide maximum exergetic power efficiency factor for the thermovacuum drying unit. This provides an opportunity for the determination of the mode parameters for the drying process and the fabrication of the energy saving highly efficient drying unit and also the assessment of the degree of the thermodynamic sophistication of the heater, based on the selected criterion of the optimality and varied factors. A practical value of the research done is related to the possibility of the setting up of the full-scale production of ecologically safe energy saving thermovacuum drying units of a new generation.

Key words: energy saving, ecology, milling, and vacuum.

Methods Used for the Determination of the Efficient Operation of the Central Heat Supply System Equipped with the Thermal Station [Text] / **M. A. Martynyak, J. S. Mysak** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 150–155. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

This paper considers the method used for the analysis of the operation of central heat supply system. This method allows for the comprehensive analysis of all the components of the system, which consists of the heat generation source (electric power plant or boiler room), thermal station, energy supply pipelines and water supply pipelines that supply water to the thermal station and also the heat consumer. Using this method we can determine step by step the operation efficiency of system components and the amount of heat supplied to the heat consumer and its losses during the generation and transportation. To increase the operation efficiency of the available system of central heat supply we need to up-date or replace outdated systems for central heat supply, whose technological resource has already been exhausted. The primary task with regard to the system modernization was to determine the system units with the greatest heat losses and to use the most efficient

components of the central heat supply system that comply with the up-to-date engineering level. It has been shown that total losses in contemporary central heat supply systems are within 10%. The efficient use of the heat generated by the boiler room requires the modernization of thermal networks by mounting highly efficient equipment and the replacing boilers with high efficiency factor.

Key words: method, central heat supply system, electric power plant, boiler room, thermal station, heat consumer and efficiency.

Studying the Operation of the Combined Heat Supply System for the Academic Building Using the Energy-Efficient Analysis [Text] / **G. A. Balasanian, A. A. Klimchuk, E. V. Kirilova** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 156–158. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-774X.

This paper gives consideration to the optimization methods of the parameters of the thermal circuit of combined heat supply system for the academic building of the University based on the exergic-&-economic analysis. The circuit diagram of the introduced heat supply plant has been given. The parameters of the given diagram were optimized to minimize the total cost of produced products, using the boundary conditions related to the reliability, easy operation and diagram design technology. The method described in this paper is a powerful tool to provide understanding of the relation between the thermodynamics and economics and it allows us to analyze the operation modes of the heat supply system from the point of view of the cost. The exergic-&-economic analysis of the operation efficiency of different heat sources depending on different external factors has been done. The optimization technique of technical and economic parameters of the thermal circuit of combined heat supply system has been proposed. The formulated optimization problem is attributed to the nonlinear programming task and it was solved using electronic tables. The optimization problem of the working parameters was solved for the combined heat supply system of the academic building.

Key words: renewable heat sources, combined heat supply, exergic-&- economic method, and operation optimization of the heat supply system.

Waste Oil-Based Heating System [Text] / **S. P. Polyakov, G. E. Kalejnikov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 159–162. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

This paper proposes the heating technique for the industrial and residential buildings using the process heat of the combined combustion in the two-phase flow of the water emulsions of waste motor oils and gas, which is formed at high-temperature pyrolysis of oil organic components. The up-to-date methods used for the disposal combustion of low-grade fuels have been analyzed and their disagreement with ecological standards has been established. The mathematical simulation of combustion processes has been carried out. The obtained models allowed for the selection of the rational modes of the combustion behavior of waste oil emulsions and for the determination of pyrolysis gas composition at prescribed process temperature. It has been established that released gases contain no H₂ and CO at certain volume relations of the excess air and water steam that evaporates from the emulsion; it means that the complete combustion of waste oils takes place.

Key words: waste oils, combustion, emulsion, pyrolysis

Flow Modes of Two-Phase Mixtures in the Flow Bubbling Balloon of the Heat-Utilizer of Released Gases [Text] / **O. P. Kostyuk** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 12(1055). – P. 163–170. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2078-774X.

This paper is devoted to the research done to increase the operation efficiency of contact units through an increase of the interphase heat -exchange surface and the rate of motion of the phases. The problem related to the cooling of steam -gas mixture in the flow bubbling layer (a dynamic two-phase layer with the rates of light and heavy phases that are not equal to zero) is very vital for high-efficiency contact heat utilizers of released gases emitted by different power supply units. The studies of the processes that occur in the system under the consideration include. Hydrodynamic studies, in particular with regard to the bubbling mode in the vertical pipes of a small diameter were limited to the studies of the flow structure and parameters in the sections of a considerable height. The attention was not paid to the region in the vicinity of the phase mixer, which is responsible for the transfer of a considerable amount of heat and mass. This scientific paper gives the results of experimental research of hydrodynamic modes and the motion forms of gas liquid mixtures in the flow two-phase balloon of the heat utilizer of released gases. It also determines the boundaries of the stable two-phase mode, which correspond to the ultimate values of the stability criterion of the two-phase flow (Kutateladze criterion) and dimensionless liquid velocity (Froude criterion).

Key words: nitrogen liquid mixture, cocurrent flow, two-phase flow, flow bubbling layer, contact -type heat-exchange unit, and the vertical channel.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT

<i>Boiko A. V., Maksyuta D. I.</i> A Method of Spatial Optimization of Axial Turbine Stage Taking into Account Turbine Profile Flows and the Peripheral Leakage.....	5
<i>Shvetsov V. L., Kozheshkurt I. I., Konev V. A., Solodov V. G., Khandrimailov A. A.</i> Investigation of Aerodynamic and Power Characteristics of the Exhaust Compartment of the Low-Pressure Cylinder "Stage-Diffuser"	12
<i>Evgenev S. S., Futin V. A., Shubkin I. M.</i> Determining the Parameters behind the Semiopen-Type Impeller of Centrifugal Compressor Stage Taking into Account Disk Friction Losses and Leakage through Clearances between the Body and the Blade Face.....	21
<i>Gerasimenko V.P., Ovchinnikov M.M., Shelkovsky M.Y.</i> Optimization of Small-Size Gas-Turbine Engines	25
<i>Serbin S. I., Goncharova N. A.</i> Studying Working Processes in the Combustion Chamber of Gas Turbine Engine Using RQL-Technologies for Synthetic Gas Combustion.....	29
<i>Shubenko A. L., Babenko O. A., Goloshchapov V. N., Kozlov A. Yu.</i> Rational Distribution of Thermal Load in the Heating Plant of the Turbine T-100/120-130	34
<i>Subotovich B. N., Yudin A. Yu.</i> Continuity Equation for the Flow in the Variable Thickness Layer on the Surface S_2	38
<i>Tarasov A. I., Litvinenko O. A., Mihaylova I.A.</i> Design Problems of a Steam Cooling System for Gas Turbines.....	42
<i>Donyk T. V., Shikhabutina O. V.</i> Heat -Exchange Intensification Factors for the Tube with the Turbulator of a Partial Flow Swirl.....	49
<i>Grigoriev H. V., Egorov P. V., Chuprakov M. V., Gimmelberg A. S., YSukhorukov u. G.</i> Development of the Thermal Deaerators of High Pressure for the Turbine Plants of the Power Units of Nuclear Power Stations	54
<i>Sintsova T. G., Trifonov N. N., Sukhorukov Yu. P., Ermolov V. F.</i> Design and Experimental Studies of the Stable Operation of Mixing Low Pressure Heaters for Thermal Power Stations and Nuclear Power Stations	61
<i>Rukhlinskiy V. V., Kozhevnikov V. P., Borisenko O. M.</i> The Analysis of the Efficiency of Radial Slide Bearings of Turbomachines Operating on Water Lubricating Liquid	69
<i>Efimov A. V., Potanina T. V.</i> Optimization of the Periodicity of the Equipment Repair for Power Facilities Taking into Consideration the Aging Factor.....	77
<i>Pidkopay V. N., Ganzha A. N., Marchenko N. A.</i> Mathematical Simulation and Identification of Actual Heat Losses Caused by the Damaged Insulation of the Pipelines of Heating Mains.....	83
<i>Kanyuk G. I., Mezerya A. Yu., Laptinov I. P.</i> A Model of Energy Saving Control Using the Discharge Units of Thermal Power Stations.....	90
<i>Grishin N. N., Gubsky A. N., Palkov I. A., Palkov S. A.</i> Simulation of the Influence Produced by Creepage Phenomena on the Mode of Deformation of the Highly Stressed Elements of Steam Turbines.....	98
<i>Shulzhenko M. G., Yefremov Yu. G., Tsybulko V. Io., Deparma O. V.</i> Mobile Tools Used for the Assessment of the Vibratory State of Power Units	104
<i>Shulzhenko M. G., Gontarovskiy P. P., Protasova T. V.</i> The Influence of the Circumferential Inhomogeneity of Material Properties on the Asymmetric Deformation of the Turbine Rotor	111
<i>Tkachenko S. I., Pishenina N. V., Romyanceva T. Yu.</i> Methods and Tools Used for the Reduction of the Uncertainty of the Estimation of the Heat Exchange Intensity in Compound Mixtures.....	116
<i>Minko A. N., Shevchenko V. V., Gordienko V. Yu.</i> Determining the Geometric Parameters of the Sealing Units of Turbogenerators with the Hydrogen Cooling.....	127
<i>Brunetkin A. I., Maksimov M. V., Bondarenko A. V.</i> The Identification of the Quantitative Composition of Unknown Gaseous Fuel and its Combustion Products using the Measured Technological Parameters of the Fuel Combustion Process.....	131
<i>Koshelnik V. M., Kutovoy V. A., Lutsenko A. S.</i> Scientific and Technological Basics of Thermal Power Processes that Occur during the Thermal Vacuum Drying of Carbon Materials.....	142
<i>Martynyak M. A., Mysak J. S.</i> Methods Used for the Determination of the Efficient Operation of the Central Heat Supply System Equipped with the Thermal Station	150
<i>Balasanian G. A., Klimchuk A. A., Kirilova E. V.</i> Studying the Operation of the Combined Heat Supply System for the Academic Building Using the Energy-Efficient Analysis	156
<i>Polyakov S. P., Kalejnikov G. E.</i> Waste Oil-Based Heating System	159
<i>Kostyuk O. P.</i> Flow Modes of Two-Phase Mixtures in the Flow Bubbling Balloon of the Heat-Utilizer of Released Gases	163

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія:
Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

№ 12(1055)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко
Технічний редактор м.н.с., ас. С.П. Науменко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ»
Кафедра турбінобудування.
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua
<http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/>

Обл. вид. № 59–14.

Підписано до друку 08.04.2014 р. Формат 60x90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 10,0.
Наклад 300. Зам. № 714–14. Ціна договірна.

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ДК № 333 від 09.02.2001р.
61023, м. Харків, а/с 10325.
тел. (057) 714-09-08
