ISSN 2411-3111 (print) ISSN 2523-4471 (online)



Bulletin of National Technical University "KhPI"

Hydraulic machines and hydraulic units

2'2019

The department "Hydraulic machines" named after academician G.F. Proskura 105 years



The department "Hydraulic machines" named after academician G.F. Proskura 105 years МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАІНИ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE National technical university "Kharkiv politechnik institute"

Вісник Національного технічного університету «ХШ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати

№ 2′2019

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units

№ 2′2019

Collection of scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків НТУ «ХПІ», 2019 Kharkiv NTU "KhPI", 2019 Вісник Національного технічного університету «ХШ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units: 36. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Х.: НТУ «ХПІ», 2019. – № 2. – 123 с. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Видання присвячене освітленню досягнень в області гідроенергетики, систем регулювання гідротурбін, структурного синтезу і аналізу схем гідропневмоавтоматики і гідроприводів, динамічного синтезу і аналізу гідропневмоприводів. Викладені дослідження робочих процесів в лопатевих та об'ємних гідромашинах нафтогазових промислів.

. Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі гідроенергетики та нафтогазової галузі.

The publication is devoted to the coverage of achievements in the field of hydropower, systems of regulation of hydroturbines, structural synthesis and analysis of schemes of hydropneumatics and hydraulic drives, dynamic synthesis and analysis of hydropneumatic drives. The researches of working processes in blade and volumetric hydraulic machines of oil and gas industry are described.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of hydropower and oil and gas industry.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації КВ № 24094-13934Р від 08.08.2019 р.

Мова статей – українська, англійська, російська

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати включений до зовнішніх інформаційних систем. у тому числі в наукометричні бази даних: Open Journal Systems, SIS (Scientific Indexing Services); OCLC WorldCat; Google Scholar; Ulrich's Periodicals Directory; Index Copernicus; GrossRef DOI; Web of Science

Офіційний сайт видання: http://gm.khpi.edu.ua/

Засновник Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Редакційна колегія: Головний редактор:

Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор

Члени редколегії:

Гнесін В. І., д-р техн. наук, професор Мацевитий Ю. М., д-р техн. наук, професор, академік НАН України Мигущенко Р. П., д-р техн. наук, професор Русанов А. В., д-р техн. наук, професор, чл.-кор. НАН України Солодов В. Г., д-р техн. наук, професор Шубенко О. Л., д-р техн. наук, професор, чл.-кор. НАН України Вегпhard Kirsch, Dr. Sc., Professor Peter Lampart, Dr. Sc., Professor Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor Founder National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"

Editorial staff: Editor-in-chief: Cherkashenko M., Dr. Sc., Professor

Editorial staff members:

Gnesin V., Dr. Sc., Professor Matsevity Yu., Dr. Sc., Professor, academician of NAS of Ukraine Mygushchenko R., Dr. Sc., Professor Rusanov A., Dr. Sc., Professor, Corresponding Member of NAS of Ukraine Solodov V., Dr. Sc., Professor Shubenko O., Dr. Sc., Professor, Corresponding Member of NAS of Ukraine Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor Peter Lampart, Dr. Sc., Professor Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor Jaroslaw Stryczek, Dr. Sc., Professor Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 9 від 01.11.2019 р.

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

FUNDAMENTALS

УДК 621.224

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01

Є. І. СОКОЛ, М. В. ЧЕРКАШЕНКО, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ

УПРАВЛІННЯ І ЕНЕРГЕТИЧНІ МОДЕЛІ ОБОРОТНИХ ГІДРОМАШИН

Запропоновані способи управління оборотними гідромашинами з використанням програмованих мікропроцесорних контролерів і гідроапаратури з пропорційним управлінням. Розглянуті питання енергетичної взаємодії потоку в проточній частині високонапірної оборотної гідромашини, яка базується на блочно-ієрархічному підході до математичного моделювання робочого процесу. Розглянуто три моделі кінематичного опису потоку, направлені на вирішення конкретних завдань проектування. Описана кінематична модель потоку, що враховує зсув осесиметричних поверхонь струму в робочому колесі із зміною режиму, яка є найбільш загальною моделлю руху потоку. Дана модель дозволила отримати вирази для коефіцієнта теоретичного напору і коефіцієнтів опорів для різних категорій втрат в робочому колесі, які були записані в безрозмірній формі на підставі теорії гідродинамічної подібності. Застосування безрозмірних параметрів систематизує і узагальноє дані чисельного експерименту. Використання поліноміальних моделей для опису зв'язку між геометричними і режимними параметрами зручно як для проведення чисельних досліджень, так і для аналізу впливу геометричних і режимних параметрів на енергетичні характеристики оборотної гідромашини в турбінному режимі. Представлена математична модель дозволяє проводити аналіз як окремих елементів проточної частини, так і різних категорій втрат, пов'язаних з їх фізичною природою в лопатевих системах. Отримані результати вказують на певну закономірність розподілу втрат в елементах проточної частини, що дозволило розробити стратегію цілеспрямованих модифікацій проточної частини, що задовольняють поставленим завданням. За допомогою чисельного експерименту проведений аналіз впливу окремих видів втрат на енергетичні показники, а також встановлені гранично можливі значення параметрів (витрати, потужності, гідравлічного ККД, коефіцієнта швидкохідності і ін.), які можна отримати за рахунок зменшення втрат.

Ключові слова: пристрій управління, програмований мікропроцесорний контролер, пропорційна апаратура, розподільники, оборотна гідромашина, математична модель, втрати енергії, коефіцієнт напору, коефіцієнт опору.

Е. И. СОКОЛ, М. В. ЧЕРКАШЕНКО, В. Э. ДРАНКОВСКИЙ УПРАВЛЕНИЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН

Предложены способы управления обратимыми гидромашинами с использованием программируемых микропроцессорных контроллеров и гидроаппаратуры с пропорциональным управлением. Рассмотрены вопросы энергетического взаимодействия потока в проточной части высоконапорной обратимой гидромашины, которая базируется на блочно-иерархичном подходе к математическому моделированию рабочего процесса. Рассмотрены три модели кинематического описания потока, направленные на решения конкретных задач проектирования. Описана кинематическая модель потока, учитывающая смещение осесимметричных поверхностей тока в рабочем колесе с изменением режима, которая представляет собой наиболее общую модель движения потока. Рассматриваемая модель позволила получить выражения для коэффициента теоретического напора и коэффициентов сопротивлений для различных категорий потерь в рабочем колесе. которые были записаны в безразмерной форме на основании теории гидродинамического подобия. Применение безразмерных параметров систематизируют и обобщают данные численного эксперимента. Использование полиномиальных моделей для описания связи между геометрическими и режимными параметрами дано для проведения численных исследований, так и для анализа влияния геометрических и режимных параметров на энергетические характеристики обратимой гидромашины в турбинном режиме. Представленная математическая модель позволяет проводить анализ как отдельных элементов проточной части, так и различных категорий потерь, связанных с их физической природой в лопастных системах. Полученные результаты указывают на определенную закономерность распределения потерь в элементах проточной части, что позволило разработать стратегию целенаправленных модификаций проточной части, удовлетворяющих поставленным задачам. С помощью численного эксперимента проведен анализ влияния отдельных видов потерь на энергетические показатели, а также установлены предельно возможные значения параметров (расхода, мощности, гидравлического КПД, коэффициента быстроходности и др.), которые можно получить за счет уменьшения потерь.

Ключевые слова: управляющее устройство, программируемый микропроцессорный контроллер, пропорциональная аппаратура, распределители, обратимая гидромашина, математическая модель, потери энергии, коэффициент напора, коэффициент сопротивления.

Ye. SOKOL, M. CHERKASHENKO, V. DRANKOVSKIY CONTROL AND ENERGY MODELS OF REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINES

Disclosed are methods of controlling reversible hydraulic machines using programmable microprocessor controllers and proportional control hydraulic equipment. The issues of energy interaction of the flow in the flow part of the high-pressure reversible hydraulic machine, which is based on a block-hierarchical approach to mathematical modeling of the working process, are considered. Three models of kinematic flow description aimed at solving specific design problems are considered. Kinematic model of flow is described, taking into account displacement of axisymmetric surfaces of current in working runner with change of mode, which is the most general model of flow movement. The model in question produced expressions for the theoretical head coefficient and resistance coefficients for different categories of wheel loss, which were recorded in dimensionless form on the basis of hydrodynamic similarity theory. Application of dimensionless parameters systematizes and generalizes data of numerical experiment. The use of polynomial models to describe the relationship between geometric and mode parameters is given for carrying out numerical studies, as well as for analyzing the influence of geometric and mode parameters on the energy characteristics of a reversible hydraulic machine in turbine mode. The presented mathematical model allows to analyze both individual elements of the flow part and different categories of losses related to their physical nature in blade systems. The results indicate a certain pattern of distribution of losses in the elements of the flow part, which allowed to develop a strategy of targeted modifications of the flow part, meeting the task. With the help of numerical experiment, the influence of certain types of losses on energy indices was analyzed, as well as maximum possible values of parameters (discharge, power, hydraulic efficiency, specific speed factor, etc.), which can be obtained due to reduction of losses, were determined.

Keywords: control device, programmable microprocessor controller, proportional equipment, distributors, reversible hydraulic machine, mathematical model, energy loss, coefficient head, coefficient resistance.

Вступ. Сучасний підхід до вдосконалення проточних частин оборотної гідромашини передбачає

проведення багатоваріантного аналізу, в процесі якого досліджується вплив геометричних і режимних

© €. І. Сокол, М. В. Черкашенко, В. Е. Дранковський, 2019

параметрів на енергетичні показники гідромашини.

Такий підхід передбачає наявність в ньому математичних моделей робочого процесу гідромашин різного рівня. При цьому вибір найбільш ефективної моделі залежить як від стадії проектування проточної частини, так і характеру поставлених завдань.

Розробка системи взаємозв'язаних моделей, що описують робочий процес на різних ієрархічних рівнях, є найважливішим напрямом в розвитку сучасних методів розрахунку проточної частини. Побудована принципах блоко-ієрархічного на підходу, система багаторівневого опису робочого процесу ефективно використовується на різних проектування проточної стадіях частини для енергетичних чисельного моделювання ïï характеристик.

Достоїнства багаторівневого опису робочого процесу оборотної гідромашини виявляються в можливості:

- автономного дослідження гідродинамічних характеристик проточної частини;

 систематичного, по міру накопичення дослідних і розрахункових даних, вдосконалення опису окремих елементів проточної частини без переробки всієї математичної моделі робочого процесу в цілому;

 переходу від одного рівня опису до іншого залежно від цілей і завдань, що стоять перед розробником проточної частини на різних стадіях її проектування.

Автори статті, узагальнюючи сучасний досвід і використовуючи свої розробки, приводять принципові рішення для управління оборотних гідромашин, які в даний час широко використовуються на сучасному устаткуванні об'єктів автоматизації.

Приведені способи управління доцільно використовувати при позиціюванні гідроагрегату при повороті лопаток направляючого апарату і повороту лопатей гідротурбіни і інших комбінованих систем.

Постановка проблеми. Вживання для управління оборотних гідромашин програмованих контролерів, а також розподільників з пропорційним управлінням і зворотним зв'язком по навантаженню дозволяє зменшити енергетичні втрати і, як наслідок, – зменшити витрату палива, збільшити термін експлуатації і їх ресурс, плавно регулювати швидкість переміщення виконавчих органів.

Використання блоко-ієрархічного підходу для складання математичного опису робочого процесу проточної частини передбачає розробку комплексу взаємозв'язаних між собою моделей різного рівня. Кожен ієрархічний рівень характеризується різною мірою деталізації математичного опису і своїм підходом при рішенні конкретної задачі. Виходячи із загальної структури математичної моделі, запропонований поетапний підхід використання математичних моделей різного рівня.

Результати досліджень. У даній статті ми опишемо один із способів дискретно-аналогового управління оборотних гідромашин.

Для регулювання гідромашин зазвичай використовується дросельний і об'ємний способи

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 регулювання швидкості руху виконавчих механізмів. Порівняльні показники даних способів регулювання загальновідомі: низький ККД в дросельного регулювання, найвищий, – в об'ємного регулювання.

Значним прогресом стало використання в гідропневмоагрегатах апаратів з пропорційним управлінням. Подібні системи дозволяють регулювати витрату, змінюючи площу прохідного перетину кромки розподільника, пропорційно електричному сигналу, що поступає на магніт.

На рис. 1 наведений приклад типової схеми оборотної гідромашини з клапанами з пропорційним управлінням [1-6]. Вхідний сигнал змінює величину витрати і напрям потоку робочої рідини. Швидкість переміщення виконавчого органу змінюється за рахунок зміни витрати. Наступний сигнал управління впливає на запобіжний клапан з пропорційним управлінням. Цим сигналом можна постійно настроювати потрібний тиск. Розподільник 3 управлінням пропорційним виконує функцію регулювання витрати і регулювання напряму руху Можливо робочої рідини. за допомогою пропорційного запобіжного клапана використовувати нижчий рівень тиску в режимах зменшеного навантаження (наприклад, зупинка подачі), що дозволяє економити енергію, здійснювати плавний старт і гальмування за допомогою пропорційного розподільника.



Рис. 1. Принципова схема оборотної гідромашини, що працює в режимі мотора, з пропорційними клапанами (Y1–Y3 – пропорційні магніти)

Всі налаштування пропорційних клапанів здійснюються автоматично, тобто без втручання оператора [7–11].

На рис. 2 показаний напрям руху сигналів в з пропорційним управлінням. системі Сигнал подається на електронний підсилювач. Підсилювач перетворює струм вхідного сигнала в струм вихідного сигнала. Струм впливає на пропорційний електромагніт. Пропорційний електромагніт переміщає клапан. Виконавчий елемент перетворить енергію рідини в кінетичну енергію.

Струм може мати безліч значень, відповідно швидкість і зусилля виконавчого елементу можуть настроюватися в широких межах.



Рис. 2. Схема пропорційного управління





Рис. 3. Пропорційне управління гідромашиною: 1 – каркас; 2 – блок живлення; 3 – мікропроцесорний модуль; 4 – аналого-цифровий перетворювач; 5 – цифроаналоговий перетворювач

Математичне моделювання. Загальна структура математичного моделювання (ММ) робочого процесу встановлюється за допомогою основного рівняння гідромашини і рівняння балансу енергії, що записані в безрозмірній формі для турбінного режиму [12]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_{T}}}{g} Q_{I}^{\prime 2}; \qquad (1)$$

$$\frac{g}{Q_I'^2} = k_{H_{\rm T}} + k_{h_{\rm F}}, \qquad (2)$$

де
$$k_{H_{\rm T}} = k_{H_{\rm T}} \left(\frac{\overline{\Gamma}_{\rm I} D}{Q_{\rm \kappa}}, \frac{\omega D^3}{Q_{\rm \kappa}}, L'_{\rm PK} \right)$$
 – коефіцієнт напору;

$$k_{h} = k_{h} \left(\frac{\overline{\Gamma}_{1}D}{Q_{\kappa}}, \frac{\overline{\Gamma}_{2}D}{Q_{\kappa}}, \frac{\omega D^{3}}{Q_{\kappa}}, L' \right) - \text{ коефіцієнт опору}$$

проточної частини (ПЧ);

L' – символічне позначення набору безрозмірних геометричних параметрів ПЧ;

$$\frac{\Gamma_1 D}{Q}, \frac{\Gamma_2 D}{Q}$$
 – безрозмірні коефіцієнти

осередненої циркуляції, що характеризує напрям потоку відповідно в перетинах за і перед робочим колесом (РК);

$$k_Q = \frac{\omega D^3}{Q}$$
 – узагальнений режимний параметр.

ККД гідротурбіни пов'язаний з гідравлічним:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_0 \eta_{\Lambda} \tag{3}$$

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{\Gamma}}{\rho g Q_{\rm PK} H}; \tag{4}$$

$$ge \qquad N_{\Gamma} = \rho g Q_{\rm PK} H_{\rm T}; \quad \eta_{\rm A} = \frac{N_{\Gamma} - N_{\rm A}}{N_{\Gamma}}$$

$$N_{\mathrm{d}} = M_{\mathrm{d}}\omega; \quad \eta_0 = \frac{Q_{\mathrm{PK}}}{Q}.$$

3 врахуванням вищесказаного, рівняння балансу приводиться до вигляду:

$$\frac{g}{Q_{IPK}^{\prime 2}} = k_{H_{\rm T}} \eta_0^2 + k_{h_{\rm n}} + k_{h_{\rm PK}} \eta_0^2 k_{h_{\rm nr}}, \qquad (5)$$

де $k_{h_n} = f\left(\frac{\overline{\Gamma}_{cn}D}{Q}, \frac{\overline{\Gamma}_0D}{Q}, L'_n\right)$ – коефіцієнт опору

підвода;

$$k_{h_{\rm PK}} = f\left(\frac{\overline{\Gamma}_1 D}{Q_{\kappa}}, \frac{\omega D^3}{Q_{\kappa}}, L'_{\rm PK}\right) -$$
коефіцієнт опору в

РК;

$$k_{h_{\rm BT}} = \frac{g\bar{h}_{\rm BT}D^4}{Q^2} = f_3\left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q_{\rm K}}, \frac{\omega D^3}{Q_{\rm K}}, L_{\rm BT}'\right) - \text{ koepitient}$$

опору відсмоктуючої труби;

$$Q'_{I} = \frac{Q}{D_{I}^{2}\sqrt{H}}$$
 – приведена витрата в турбінному

режимі.

Таким чином, повну математичну модель робочого процесу оборотної гідромашини в турбінному режимі запишемо у вигляді:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_0 \eta_{\mathcal{I}};$$

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_{T}}}{g} Q_I^{\prime 2} \eta_0^2;$$

$$\frac{g}{Q_I^{\prime 2}} = (k_{H_{T}} + k_{h_{PK}}) \eta_0^2 + k_{h_{n}} + k_{h_{PK}}$$

Функціональні залежності (1, 2, 4) є початковими для розрахунку енергетичних характеристик оборотної гідромашини в турбінному режимі. Для проведення таких розрахунків потрібне розгорнуте представлення виразів:

коефіцієнта теоретичного напора:

$$k_{H_{\mathrm{T}}} = k_{H_{\mathrm{T}}} \left(\frac{\overline{\Gamma}_{1} D}{Q_{\mathrm{K}}}, \frac{\omega D^{3}}{Q_{\mathrm{K}}}, L_{\mathrm{PK}}' \right);$$

- коефіцієнтів опору рабочих органів:

$$k_{h_{n}} = f\left(\frac{\overline{\Gamma}_{cn}D}{Q}, \frac{\overline{\Gamma}_{0}D}{Q}, L'_{n}\right);$$

$$\begin{split} k_{\rm PK} &= \frac{gh_{\rm PK}D^4}{Q^2} = f_2 \bigg(\frac{\overline{\Gamma}_1 D}{Q_{\rm K}}, \frac{\omega D^3}{Q_{\rm K}}, L_{\rm PK} \bigg); \\ k_{\rm BT} &= \frac{gh_{\rm BT}D^4}{Q^2} = f_3 \bigg(\frac{\overline{\Gamma}_3 D}{Q_{\rm K}}, \frac{\omega D^3}{Q_{\rm K}}, L_{\rm BT}' \bigg); \end{split}$$

- об'ємного та дискового ККД:

$$\boldsymbol{\eta}_{0} = \boldsymbol{\eta}_{0}\left(\boldsymbol{k}_{\mathcal{Q}},\boldsymbol{L}_{\mathrm{yut}}'\right); \ \boldsymbol{\eta}_{\mathrm{\mathcal{I}}} = \boldsymbol{\eta}_{\mathrm{\mathcal{I}}}\left(\boldsymbol{k}_{\mathcal{Q}},\boldsymbol{L}_{\mathrm{\pi}}'\right).$$

Отриманий математичний опис робочого процесу з врахуванням виразів для коефіцієнтів теоретичного напору, опорів, об'ємного і дискового ККД є найбільш загальним. Якщо прийняти об'ємний ККД $\eta_0 = 1$, то система рівнянь прийме вид:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\Pi} ; \ \eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_{T}}}{g} Q_{I}^{\prime 2} ; \ Q_{I}^{\prime 2} = \frac{g}{k_{H_{T}} + k_{h_{\Gamma}}}$$

Залежність приведеного коефіцієнта дискових втрат $\zeta'_{\text{дI}}$ від приведених оборотів n'_{I} та витрат Q'_{I} наведені у роботі [12]. Діаграма побудована за даними модельних випробувань гідромашин діаметром 1 м, при напорі 1 м.

Для розкриття залежностей $k_{H_{\rm T}}$ та k_{h_i} використовується кінематичний опис потоку ПЧ, побудований за блоко-ієрархічним принципом. В рамках такого опису зміна структури потоку зі зміною режиму враховується за допомогою комплексу взаємопов'язаних моделей різного рівня. Вибір найбільш ефективної моделі залежить як від стадії проектування ПЧ, так і від характеру поставленого завдання.

Досвід розрахункових досліджень говорить про доцільність наявності у складі кінематичного опису таких моделей:

 модель 1 – спрощена модель осередненого осесиметричного руху, що приблизно враховує зсув поверхонь струму в порожнині РК;

- модель 2 – модель течії в решітках на поверхнях струму без врахування їх зсуву зі зміною режиму;

 модель 3 – описи потоку за допомогою безрозмірних осереднених параметрів.

У комплексі ці моделі дають кінематичний опис в осесиметричної області ПЧ, який є основою для побудови ММ робочого процесу в цілому. Визначення параметрів потоку на основі пропонованого кінематичного опису не вимагає проведення розрахунків як обтікання решіток лопатевих систем двовимірними методами, так i розрахунку просторового потоку в каналах лопатевих систем, що вимагає наявність великих матеріальних і тимчасових ресурсів [13–15].

У моделі 1 усередненого осесиметричного руху зсув поверхонь струму із зміною режимних параметрів не приводить до істотної зміни геометричних характеристик меридіонального потоку і ортогональних до них ліній.

В цьому випадку диференціальне рівняння, що

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 описує зміни меридіональній швидкості уздовж вихідної кромки, може бути представлене у вигляді [16]:

$$\frac{dC_{2m}}{dl} + M_2(l)C_m = N_2(l)\omega, \tag{6}$$

де

 N_2

$$M_{2}(l) = \left\{-\frac{d\beta}{dl}\operatorname{ctg}\beta + \sin^{2}\beta\left[-k_{1}\cos\delta + \sin^{2}\beta\left[k_{2} + \frac{\sin\gamma}{r}\right]\right] + \frac{1}{r}\cos^{2}\beta\cos(\gamma - \delta)\right\};$$
$$(l) = \left[-2\operatorname{ctg}\beta\cos(\gamma - \delta) + 2\pi r\frac{d(rC_{u})_{\text{EX}}}{d\psi}\right]\cos\delta\sin^{2}\beta.$$

Вирішення рівняння має вигляд:

$$C_{2m} = A_2(l)\omega - B_2(l)Q,$$

де l – координата, відлічувана вздовж вихідної кромки лопаті; C_{2m} – меридіональна швидкість; A_2 та B_2 – коефіцієнти, залежні від розподілу геометричних характеристик лопаті і меридіонального потоку вздовж вихідної кромки, які виражаються через коефіцієнти $M_2(l)$ и $N_2(l)$.

Диференціальне рівняння (6) приведемо до безрозмірної форми:

$$\frac{dC_{2m}^*}{dl'} + M_2'(l)C_{2m}' = N_2'(l')k_Q \tag{7}$$

де
$$C_{2m}^* \frac{C_{2m}D^2}{Q}$$
 – безрозмірний коефіцієнт швидкості;

$$M'_{2}(l') = \frac{M_{2}(l)}{D}; \quad l' = \frac{l}{D}; \quad N'_{2}(l') = \frac{N_{2}(l)}{D}.$$

Вирішення диференціального рівняння (7) запишемо у вигляді:

$$C_{2m}^{*}(l') = A_{2}'(l')k_{Q} - B_{2}'(l'), \qquad (8)$$

де $A_2' = \frac{A_2}{D}; B_2' = B_2 D^2.$

1

Узагальнений кінематичний параметр k_Q враховує подібність полів швидкостей в РК (його структура витікає з міркувань розмірності), характеризує вплив режиму (ω та Q) на кінематику потока.

Отримаємо залежність, що зв'язує коефіцієнт теоретичного напору з геометричними і режимними параметрами.

Залежність безрозмірної циркуляції за РК від режимного параметра k_Q знаходиться підстановкою значення меридіональних швидкостей з (8) у формулу $C_{2u} = \omega r_2 - C_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2$ зв'язки складових швидкості в даній точці потоку:

$$\frac{\overline{\Gamma}_2 D}{Q} = 2\pi \left(r_2^2 - A_2' r_2' \operatorname{ctg} \beta_2 \right) k_Q + 2\pi r_2' \operatorname{ctg} \beta_2 B_2'.$$
(9)

У роботі [12] приведені залежності гідродинамічних параметрів решітки від її геометричних параметрів, для знаходження яких використані спрощені моделі течії в каналах РК, запропоновані Стодолою та Шерстюком.

Представимо коефіцієнт теоретичного напору у вигляді:

$$k_{H_{\rm T}} = \frac{k_Q}{2\pi} \left(\frac{\overline{\Gamma_1}D}{Q} - \frac{\overline{\Gamma_2}D}{Q} \right). \tag{10}$$

Формулу для коефіцієнта усередненої циркуляції в (9) отримаємо, осереднюючи рівняння (10) по витраті:

$$\frac{\overline{\Gamma_2}D}{Q} = F_1 k_Q - F_0 - F_2 k_Q^2, \qquad (11)$$

$$F_{0} = 4\pi^{2} \left[\int r_{2}'^{2} B_{2}'^{2}(l) \operatorname{ctg}\beta_{2}^{*} \cos \delta dl' \right];$$

$$F_{1} = 4\pi^{2} \left[\int (r_{2}' - 2A'(l) \operatorname{ctg}\beta_{2}^{*}) r_{2}'^{2} B'(l) \cos \delta dl' \right];$$

$$F_{2} = 4\pi^{2} \left[\int (r_{2}'^{2} - A'(l) \operatorname{ctg}\beta_{2}^{*}) \cos \delta dl' \right];$$

*F*₀, *F*₁, *F*₂ – коефіцієнти які визначаються геометричними параметрами РК.

В рамках даної кінематичної моделі з урахуванням (12), залежність, коефіцієнта теоретичного натиску $k_{H_T} = f\left(\frac{\overline{\Gamma_1}D}{Q}, k_Q\right)$ представимо $\overline{\Gamma_2}D$

у вигляді полінома від змінних $\frac{\Gamma_1 D}{Q}$ и k_Q :

$$k_{H_{\rm T}} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{\overline{\Gamma_1}D}{Q} - F_1 k_Q + F_0 + F_2 k_Q^2 \right] k_Q.$$
(12)

Для складання моделі опору проточної частини – залежності безрозмірного коефіцієнта опору від геометричних і режимних параметрів находитимемо із загальноприйнятої схеми розподілення втрат в лопатевих системах на втрати тертя на режимі безударного обтікання, втрати ударні, кромкові і кінцеві. Сумарні втрати в лопатевій системі знаходяться складанням вказаних видів втрат.

Осереднена величина втрат енергії в лопатевій системі виражається залежно від втрат енергії в складових її елементарних решітках (рис. 6):

$$\overline{h} = \frac{1}{Q} \int_{Q} h dQ ,$$

де *h* – питома втрата енергії в елементарних решітках на поверхні струму.



Рис. 6. Схема проточної частини оборотної гідромашини

Залежність коефіцієнта опору РК від геометричних і режимних параметрів включає відповідні залежності коефіцієнтів втрат тертя, кромкових, кінцевих і ударних [17].

Коефіцієнт втрат тертя в РК
$$k_{h_{rp}} = \frac{g h_{rp} D^4}{Q^2}$$

представимо у вигляді полінома:

$$k_{h_{\rm rp}} = b_3 k_Q^3 + b_2 k_Q^2 + b_1 k_Q + b_0. \tag{13}$$

У отриманій залежності для коефіцієнта тертя (13) режимний параметр k_Q входить явно, а коефіцієнти полінома залежать лише від геометричних параметрів.

Запишемо формули для визначення осереднених величин втрат кромкових і ударних [12]:

$$k_{\rm PK.\kappap} = b_{3_{\rm sp}} k_Q^2 + b_{2_{\rm sp}} k_Q + b_{0_{\rm sp}}; \qquad (14)$$

$$k_{\rm PK,ya} = f_1 k_Q^2 + f_2 \left(\frac{\overline{\Gamma_1}D}{Q}\right) - f_3 \left(\frac{\overline{\Gamma_1}D}{Q}\right) k_Q - - f_4 k_Q - f_5 \left(\frac{\overline{\Gamma_1}D}{Q}\right) + f_6$$
(15)

Коефіцієнти $b_{i_{KP}}$ та f_i в (14) і (15) залежать лише від геометричних параметрів.

Розрахункову оцінку коефіцієнта кінцевих втрат зробимо по параметрах середніх решіток профілів, використовуючи його залежність від коефіцієнта втрат тертя [12].

Коефіцієнт кінцевих втрат в РК отримаємо у вигляді:

$$k_{\rm PK.kB} = \frac{2t_{2_{\rm cp}}}{b_{2_{\rm cp}}} \zeta_{\rm PK.rp} \sin\beta_{2_{\rm cp}} B_{2_{\rm cp}}^{\prime 2}.$$

Математичну модель опору у відсмоктуючій трубі (ВТ) представимо у вигляді коефіцієнтів внутрішніх, циркуляційних і втрат від осьового вихору у вигляді поліноміальних залежностей [12]:

 коефіцієнт втрат внутрішніх, на виході і в коліні:

$$k_{\rm hbh} = C_{\rm 3bh} k_Q^3 + C_{\rm 2bh} k_Q^2 + C_{\rm 1bh} k_Q + C_{\rm 0bh};$$

- коефіцієнт циркуляційних втрат:

$$k_{hu} = C_{3u}k_Q^3 + C_{2u}k_Q^2 + C_{1u}k_Q + C_{0u}; \qquad (16)$$

- коефіцієнт втрат від осьового вихору:

$$k_{ho,B} = C_{3o,B}k_Q^3 + C_{2o,B}k_Q^2 + C_{1o,B}k_Q + C_{0o,B}.$$
 (17)

Коефіцієнт опору проточній частині отримуємо в наступному вигляді:

$$\begin{split} k_{h} &= k_{h_{n}} + b_{3}k_{Q}^{3} + b_{2}k_{Q}^{2} + b_{1}k_{Q} + b_{0} + b_{3\mathrm{KP}}k_{Q}^{2} + \\ &+ b_{2\mathrm{KP}} + b_{0\mathrm{KP}} + f_{1}k_{Q}^{3} + f_{2}\left(\frac{\overline{\Gamma_{1}}D}{Q}\right) - f_{3}\left(\frac{\overline{\Gamma_{1}}D}{Q}\right)k_{Q} - \\ &- f_{4}k_{Q} - f_{5}\left(\frac{\overline{\Gamma_{1}}D}{Q}\right) + f_{6} + \frac{2t_{2\mathrm{cp}}}{b_{2\mathrm{cp}}}\zeta_{\mathrm{PK.TP}}\sin\beta_{2\mathrm{cp}}B_{2\mathrm{cp}}^{\prime 2} + (18) \\ &+ C_{3\mathrm{BH}}k_{Q}^{3} + C_{2\mathrm{BH}}k_{Q}^{2} + C_{1\mathrm{BH}}k_{Q} + C_{0\mathrm{BH}} + C_{3\mathrm{u}}k_{Q}^{3} + \\ &+ C_{2\mathrm{u}}k_{Q}^{2} + C_{1\mathrm{u}}k_{Q} + C_{0\mathrm{u}} + C_{3\mathrm{o.B}}k_{Q}^{3} + C_{2\mathrm{o.B}}k_{Q}^{2} + \\ &+ C_{1\mathrm{o.B}}k_{Q} + C_{\mathrm{o.B}}. \end{split}$$

Отримані поліноміальні залежності коефіцієнтів опорів окремих категорій втрат від геометричних і режимних параметрів є основою для побудови ММ робочого процесу для прийнятого кінематичного опису.

Рівняння теоретичного напору (12) і коефіцієнтів опорів проточній частині (18) є початковими для виведення рівняння гідравлічного ККД $\eta_{\Gamma} = f(n'_{I}, Q'_{I}, L')$ і аналізу впливу геометричних і режимних параметрів на його величину і величину відносних втрат енергії в елементах проточної частини.

Після виконання проміжних перетворень отримуємо основне рівняння зв'язуючи гідравлічне ККД з геометричними і режимними параметрами:

$$\begin{bmatrix} \frac{g\eta_{\Gamma}}{Q_{I}^{\prime 2}} + K_{h_{n}} \left(\eta_{\Gamma}, n_{I}^{\prime}, Q_{I}^{\prime}, L_{n}^{\prime}\right) + K_{h_{\text{PK}}} \left(\eta_{\Gamma}, n_{I}^{\prime}, Q_{I}^{\prime}, L_{\text{PK}}^{\prime}\right) + K_{h_{n}} \left(n_{I}^{\prime}, Q_{I}^{\prime}\right) \end{bmatrix} Q_{I}^{\prime 2} - g = 0.$$
(19)

Вважаючи в (19) $\eta_{\Gamma} = \text{const, отримуємо рівняння}$ ізоліній гідравлічного ККД $\eta_{\Gamma}(n'_{I}, Q'_{I}) = \text{const}$.

Залежність $f(\eta_{\Gamma}, n'_{I}, Q'_{I}) = 0$ представляє рівняння гідравлічного ККД в полі $n'_I - Q'_I$ [12]. Якщо ввести залежності дискового ККД $\eta_{\perp} = f(n'_I, Q'_I)$ та об'ємного $\eta_0 = f(K_{H_T}, n'_I, Q'_I)$, то отримуємо рівняння універсальної характеристики гідромашини $f(\eta, n'_I, Q'_I) = 0$. Розгорнуте вираження ККД залежно від геометричних i режимних параметрів визначатиметься відповідно до прийнятого кінематичного опису потоку в ПЧ гідромашини. В

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 рамках кінематичної моделі 1, що враховує зсув поверхонь струму, взаємозв'язок гідравлічного ККД від геометричних і приведених параметрів набере вигляду:

$$\frac{3600g^{2}}{n_{I}^{\prime 2}}(b_{2}+a)\eta_{\Gamma}^{2} + (g+4\pi gb_{2}F_{1} - \frac{120gb_{2}F_{2}}{n_{I}^{\prime}}Q^{\prime} - -4\pi gb_{2}F_{3} + 2\pi gb_{3} + \frac{60gb_{5}}{n_{I}^{\prime}}Q^{\prime} + 4\pi gaF_{1} - -\frac{120gaF_{2}}{n_{I}^{\prime}}Q^{\prime} - 4\pi gaF_{3} - 4\left(\frac{\overline{\Gamma_{1}D}}{Q}\right)_{cn}\frac{60ga}{n_{I}^{\prime}}\right)\eta_{\Gamma} + + (K_{3}-b_{2}F_{1}F_{3}-b_{3}F_{3} - 2aF_{1}F_{3})\frac{\pi^{3}n_{I}^{\prime 3}}{27000Q_{I}^{\prime}} + + \left(K_{2}-b_{2}F-b_{3}F_{1}-b_{5}F_{3} + 2a\left(\frac{\overline{\Gamma_{1}D}}{Q}\right)_{cn}F_{3} + +aF\right)\frac{\pi^{2}n_{I}^{\prime 2}}{900} + \left(K_{1}-b_{5}F_{1}-b_{3}F_{2} - 2a\left(\frac{\overline{\Gamma_{1}D}}{Q}\right)_{cn}F_{1} - -2aF_{1}F_{2}\right)\frac{\pi n_{I}^{\prime}Q_{I}^{\prime}}{30} + \left(K_{0}-b_{2}F_{2}^{2}-b_{5}F_{2}-aF_{2} + +K_{m}+a\left(\frac{\overline{\Gamma_{1}D}}{Q}\right)_{cn}^{2} + 2a\left(\frac{\overline{\Gamma_{1}D}}{Q}\right)_{cn}F_{2}\right)Q_{I}^{\prime 2} = 0.$$

Отримане рівняння є початковим для аналізу впливу геометричних і режимних параметрів на гідравлічне ККД гідромашини в турбінному режимі роботи і на величину відносних втрат енергії [18]. При фіксованій геометрії ПЧ рівняння дозволяють аналізувати вплив режимних параметрів n'_{I} та Q'_{I} на енергетичні показники гідромашини $\eta_{\Gamma} = (n'_{I}, Q'_{I})$, а за допомогою рівнянь для відносних втрат напору можуть бути знайдені окремі види втрат енергії і побудований енергетичний баланс. Таким чином, дане завдання зводиться до розрахунку універсальної характеристики гідромашини і аналізу впливу окремих видів втрат на її формування [19]. Знання енергетичного балансу необхідне для аналізу окремих елементів ПЧ і виявлення впливу кожного з них на формування універсальної характеристики (рис. 7).





На рис. 8, 9 зображені криві втрат у робочому колесі. Значення кінцевих, кромкових втрат та втрат на тертя становлять менше 1 %. Крива ударних втрат має параболічний характер із екстремумом в точці, де приведена частота обертання близько 85 об/хв. Найменше значення – 0,33 %, найбільше – 4,47 %. Значення циркуляційних втрат збільшується з ростом приведеної частоти обертання, максимальне значення становить не більше 3,7 %.



Рис. 8. Значення втрат у робочому колесі різної природи походження при постійному значенні приведеної частоти обертання



Рис. 9. Значення втрат у робочому колесі різної природи походження при постійному значенні приведеної витрати

Значну частину втрат займають втрати у підводі, при оптимальному значенні частоти обертання і становлять 8,28 %. Втрати в РК досягають менше 3,26 %. У ВТ втрати незначні і при зміні n'_1 майже не змінюються.

Висновки. Отримана залежність (20)3 врахуванням розгорнутих виразів коефіцієнта теоретичного натиску і втрат є основою ЛЛЯ моделювання робочого процесу оборотної гідромашини в турбінному режимі роботи. Відповідно до прийнятого кінематичного опису залежності $k_{H_{\rm T}}$ та k_h, а отже, і рівняння ММ робочого процесу гідромашини набувають різної форми.

Перехід від однієї моделі до іншої дозволяє врахувати вплив нерівномірності розподілу параметрів по висоті ПЧ і зміна параметрів із зміною режиму роботи, що пов'язане з ускладненням математичного опису робочого процесу. Це ускладнення виявляється в підвищенні ступені поліномів, що описують поведінку коефіцієнтів теоретичного натиску і втрат залежно від режимних параметрів.

Розглянутий вище математичний опис забезпечує гнучкий підхід в процесі чисельного моделювання при проектуванні ПЧ. Це виявляється як в можливості вибору ефективнішого опису, відповідного даному рівню проектування ПЧ, так і можливості поступового ускладнення ММ при переході від одного рівня проектування ПЧ до іншого [19, 20]. Відзначимо також доцільність його використання для побудови оптимізаційних моделей. Останні можуть бути ефективно використані для аналізу впливу геометричних і режимних параметрів на параметри оптимального режиму.

Вживання безрозмірних параметрів дозволяє систематизувати і узагальнити дані чисельного експерименту. Використання поліноміальних моделей для опису зв'язку між геометричними і режимними параметрами зручно як для проведення чисельних досліджень, так і для аналізу впливу геометричних і режимних параметрів.

Отримані рівняння ММ можуть бути покладені в основу як розрахунку кінематичних і енергетичних характеристик гідромашини при фіксованих геометричних параметрах ПЧ (що відповідає постановці прямої задачі теорії гідромашин), так і для визначення геометричних параметрів, що забезпечують задані n'_I та Q'_I . Остання постановка відповідає оборотній завдачі теорії гідромашин.

Список литературы

- Сокол Є. І., Домнін І. Ф., Рисований О. М., Замаруєв В. В., Єресько О. В. Спеціалізовані мікроконтролерні системи. Теорія і практика: підручник. Харків: НТУ «ХПІ», 2007. 252 с.
- Сокол Є. І., Якименко Ю. І., Терещенко Т. О., Жуйков В. Я., Петергеря Ю. С. Мікропроцесорна техніка. Київ: Кондор, Політехніка, 2004. 439 с.
- Sokol Ye., Cherkashenko M. Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects. Germany: GmbH & Co, 2018. 214 p.
 Sokol Ye., Cherkashenko M. Syntesis of control schemes of drives system. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 220 p.
- Cherkashenko M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation. International Fluid Power Symposium in Aachen. The report no. 1. Fundamentals (20–22 March 2006, Aachen, Germany). Aachen: Apprimus, 2006. P. 147–154.
- Волков Ю. Д. Программируемые контроллеры «Фесто». Киев: ДП «Фесто», 2003. 92 с.
- Губарев А. П., Левченко О. В. Механотроника: от структуры системы к алгоритму управления. Киев: НТУУ «КПИ», 2007. 180 с.
- Аврунин Г. А., Грицай И. В., Кириченко И. Г., Мороз И. И., Щербак О. В. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика. Харьков: ХНАДУ, 2008. 412 с.
- 9. Близенер Р., Бель Ф., Лёфлер К. Свободно программируемые контроллеры. Киев: ДП «Фесто», 2005. 196 с.
- Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013. No. 1. P. 27–30.
- Chengwen Chai. Research on PLC-Based Pneumatic Controlling System of Flying Splicer of Web-Fed Offset Presses. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2011. No. 5. P. 160–165.
- Колычев В. А., Дранковский В. Э., Мараховский М. Б. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины. Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 216 с.
- Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
- 14. Сухоребрый П. Н., Коваль С. А., Неня В. Г., Кочевский А. Н. Определение структуры потока в спиральной камере радиальноосевой обратимой гидромашины на основе численного моделирования течения жидкости. Проблемы машиностроения. 2010. Т. 13, № 1. С. 31–41.

- Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol.* 129. 2016.
- Этинберг И. Э., Раухман Б. С. Гидродинамика гидравлических турбин. Ленинград: Машиностроение, 1978. 280 с.
 Дранковский В. Э., Резвая К. С. К расчету гидродинамических
- 17. Дранковский В. Э., Резвая К. С. К расчету гидродинамических характеристик высоконапорной обратимой гидромашины в турбинном режиме работы на основе математического описания ее рабочего процесса. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3. P. 125–129.
- 18. Резва К. С. Математичне моделювання гідродинамічних характеристик високонапірних оборотних гідромашин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини і гідропневмоагрегати». Харків, 2019. 25 с.
- Мараховский М. Б., Гасюк А. И. Математическая модель гидродинамических характеристик элементов проточной части радиально-осевой гидротурбины. Часть 2. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). P. 49–53.
- Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University* "KhPI". Series: New solution in modern technologies. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13

References (transliterated)

- Sokol Ye. I., Domnin I. F., Rysovanyy O. M., Zamaruyev V. V., Yeres'ko O. V. Spetsializovani mikrokontrolerni systemy. Teoriya i praktyka: pidruchnyk [Specialized microcontroller systems. Theory and Practice: textbook]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2007. 252 p.
- Sokol Ye. I., Yakymenko Yu. I., Tereshchenko T. O., Zhuykov V. Ya., Peterherya Yu. S. *Mikroprotsesoma tekhnika* [Microprocessor Engineering]. Kyiv, Kondor, Politekhnika Publ., 2004. 439 p.
- Sokol Ye., Cherkashenko M. Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects. Germany, GmbH & Co Publ., 2018. 214 p.
- Sokol Ye., Cherkashenko M. Syntesis of control schemes of drives system. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 220 p.
- Cherkashenko M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation. International Fluid Power Symposium in Aachen. The report no. 1. Fundamentals (20–22 March 2006, Aachen, Germany). Aachen, Apprimus Publ., 2006, pp. 147–154.
- Volkov Yu. D. *Programmiruemye kontrollery "Festo"* [Programmable controllers "Festo"]. Kiev, DP "Festo" Publ., 2003. 92 p.
 Gubarev A. P., Levchenko O. V. *Mekhanotronika: ot struktury sistemy*
- Gubarev A. P., Levchenko O. V. Mekhanotronika: ot struktury sistemy k algoritmu upravleniya [Mechanotronics: from system structure to control algorithm]. Kiev, NTUU "KPI" Publ., 2007. 180 p.
- Avrunin G. A., Gritsay I. V., Kirichenko I. G., Moroz I. I., Shcherbak O. V. *Ob"emnyy gidroprivod i gidropnevmoavtomatika* [Volumetric hydraulic drive and hydropneumatic automation]. Kharkov, KhNADU Publ., 2008. 412 p.
- Blizener R., Bel' F., Lefler K. Svobodno programmiruemye kontrollery [Freely programmable controllers]. Kiev, DP "Festo" Publ., 2005. 196 p.

- Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013, no. 1, pp. 27–30.
- Chengwen Chai. Research on PLC-Based Pneumatic Controlling System of Flying Splicer of Web-Fed Offset Presses. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2011, no. 5, pp. 160–165.
- Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Marakhovskiy M. B. Raschet gidrodinamicheskikh kharakteristik napravlyayushchikh apparatov gidroturbiny [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the guiding apparatus of a hydraulic turbine]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2002. 216 p.
- Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov. 2014, vol. 53, issue 40, pp. 82–86.
- 14. Sukhorebryy P. N., Koval' S. A., Nenya V. G., Kochevskiy A. N. Opredelenie struktury potoka v spiral'noy kamere radial'no-osevoy obratimoy gidromashiny na osnove chislennogo modelirovaniya techeniya zhidkosti [Determination of the flow structure in a spiral chamber of a radially axial reversible hydraulic machine based on numerical simulation of fluid flow]. *Problemy mashinostroeniya*. 2010, vol. 13, no. 1, pp. 31–41.
- Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 129.* 2016.
- Etinberg I. E., Raukhman B. S. *Gidrodinamika gidravlicheskikh turbin* [Hydrodynamics of hydraulic turbines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1978. 280 p.
- 17. Drankovskiy V. È., Rezvaya K. S. K raschetu gidrodinamicheskikh kharakteristik vysokonapornoy obratimoy gidromashiny v turbinnom rezhime raboty na osnove matematicheskogo opisaniya ee rabochego protsessa [To the calculation of the hydrodynamic characteristics of a high-head reversible hydraulic machine in a turbine mode of operation based on a mathematical description of its operation]. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3, pp. 125–129.
- Ryezva K. S. Matematychne modelyuvannya hidrodynamichnykh kharakterystyk vysokonapirnykh oborotnykh hidromashyn: avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.05.17 "Hidravlichni mashyny i hidropnevmoahrehaty" [Mathematical modeling of hydrodynamic characteristics of high-pressure reversible hydraulic machines. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.05.17 "Hydraulic machines and hydropneumatic units"]. Kharkiv, 2019. 25 p.
- Marakhovskiy M. B., Gasyuk A. I. Matematicheskaya model' gidrodinamicheskikh kharakteristik elementov protochnoy chasti radial'no-osevoy gidroturbiny. Chast' 2 [Mathematical model of hydrodynamic characteristics of the elements of the flow part of the radial-axial hydraulic turbine. Part 2]. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 49–53.
- Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13

Надійшла (received) 15.10.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сокол Євген Іванович (Сокол Евгений Иванович, Sokol Yevhen) – доктор технічних наук, професор, членкореспондент НАН України, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», ректор; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1960-3445; e-mail: sokol@kpi.kharkov.ua

Черкашенко Михайло Володимирович (Черкашенко Михаил Владимирович, Cherkashenko Mikhaylo) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3908-7935; e-mail: mchertom@gmail.com

Дранковський Віктор Едуардович (Дранковский Виктор Эдуардович, Drankovskiy Viktor) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-9011-2094; e-mail: drankovskiy50@ukr.net

УДК 621.224

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.02

R. MYGUSHCHENKO, O. POTETENKO, A. GASIYK, E. KRUPA

IMPROVEMENT OF THE WORKING PROCESS OF HYDROTURBINES AND ITS REGULATION SYSTEMS

The paper provides the detail analysis of the causes of various types of the vortex motion of the turbulent flow in the inlet parts of the turbine and in the inter-blade channels of the runner. The causes of the appearance of large-scale vortex structures in the meridional sections of the spiral case of radial-axial hydraulic turbines with the heads of 400-500 m are shown. As a result of this phenomenon, in the section of the spiral case the flow is directed in the region of the walls to the runner. In the central part it is directed from the runner, i. e. the spiral case executing its functions of supplying the flow functions only with part of its section - the near-wall zone - where the vortex near-wall flow with increased velocity and energy losses enters to the channels of the runner. These conclusions in the work are argued by extensive experimental data. Energy losses in the spiral case reaches 3-5 % and a complex vortex structure, which enters to the runner, leads to a decrease of the energy characteristics. The flow inlet to the runner using nozzle devices located on the ring in front of the runner is considered in the paper. These nozzle devices increase the velocity by five or more times and provide low losses in the inlet (about 0,5 %) and almost uniform flow in front of the runner with a moment of quantity of motion, which provides an optimal operation of the hydraulic turbine. The improvement of the working flow and control systems is presented in this paper using new design solutions, for which more than ten patents of Ukraine for the invention were obtained. In particular, as a result of this study of the working processes of Francis-Deriaz hydraulic turbines, which allowed the use of blade turbines for the heads of more than 400-500 m up to 800-1000 m with high energy and cavitation characteristics with wide operating areas in terms of rates (powers) and heads, with an increase of 2-7 % average operating efficiency. The working process of a new type of diagonal-axial hydraulic turbine with a very wide operation range in terms of flow and pressure with a significantly increased average operating efficiency, increased operation reliability, which is illustrated by the predictive universal characteristic, is also considered. This characteristic allows the use of rotary-blade hydraulic turbines for heads up to 230-250 m. Therefore, the carried out improvement of the working process of hydraulic turbines and their control systems convincingly proves the advantage of the new scientific and technical solutions in comparison with previously used ones.

Keywords: high-head Francis turbine, runners, turbine inlet, energy losses, Francis-Deriaz turbine, regulation system.

Р. П. МИГУЩЕНКО, О. В. ПОТЕТЕНКО, О. І. ГАСЮК, Є. С. КРУПА ВДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОТУРБІН ТА СИСТЕМ ЇХ РЕГУЛЮВАННЯ

В роботі проведено детальний аналіз причин виникнення різних видів завихреності турбулентного потоку в підвідних органах гідротурбіни і в міжлопатевих каналах робочого колеса. Показано причини виникнення великомасштабних вихрових структур в меридіональних перетинах спіральних камер радіально-осьових гідротурбін на напори 400-500 м. Внаслідок цього явища в перерізі спіральної камери потік спрямований в області стінок до робочого колеса, а в центральній частині від робочого колеса, тобто спіральна камера виконуючи свої функції підведення потоку функціонує лише частиною перетину – пристіночної зони, в якій завихрений пристінковий потік зі збільшеною швидкістю і втратами енергії надходить в канали робочого колеса. Ці висновки в роботі аргументовані чисельними експериментальними даними. Втрати енергії в спіральній камері досягають 3-5 % і складна вихрова структура, що надходить в робоче колесо приводить до зниження енергетичних показників. В роботі розглядається підвід потоку до робочого колеса за допомогою розташованих по кільцю перед робочим колесом соплових апаратів, що збільшують швидкість в п'ять і більше разів і забезпечують низькі втрати в підвідних органах (близько 0,5 %) практично рівномірний потік перед робочим колесом з моментом кількості руху, що забезпечує оптимальну роботу гідротурбіни. Удосконалення робочого процесу і систем регулювання представлено в цій роботі з використанням нових конструктивних рішень, на які отримані більш десяти патентів України на винахід. У тому числі в результаті дослідження робочих процесів радіальнодіагональних гідротурбін, що дозволили застосовувати лопатеві турбіни на напори понад 400-500 м аж до 800-1000 м з високими енергокавітаційними показниками з широкими зонами експлуатації по витратам (потужностям) і напору, зі збільшеним на 2-7 % середньоексплуатаційним ККД. Розглянуто також робочий процес нового типу діагонально-осьової гідротурбіни з досить широким діапазоном експлуатації по витратам та напору з істотно підвищеним середньоексплуатаційним ККД, підвищеною надійністю експлуатації, що ілюструється прогнозною універсальною характеристикою, що дозволяє застосувати поворотно-лопатеві гідротурбіни на напори до 230-250 м. Таким чином, проведене вдосконалення робочого процесу гідротурбін і систем їх регулювання переконливо доводить перевагу нових науково-технічних рішень в порівнянні з раніше застосовуваними.

Ключові слова: високонапірна радіально-осьова гідротурбіна, робоче колесо, підвід гідротурбіни, втрати енергії, радіальнодіагональна гідротурбіна, система регулювання.

Р. П. МИГУЩЕНКО, О. В. ПОТЕТЕНКО, А. И. ГАСЮК, Е. С. КРУПА СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРОТУРБИН И СИСТЕМ ИХ РЕГУЛИРОВАНИЯ

В работе проведен подробный анализ причин возникновения различных видов завихренности турбулентного потока в подводящих органах гидротурбины и в межлопастных каналах рабочего колеса. Показаны причины возникновения крупномасштабных вихревых структур в меридиональных сечениях спиральных камер радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–500 м. Вследствие этого явления в сечении спиральной камеры поток направлен в области стенок к рабочему колесу, а в центральной части от рабочего колеса, т. е. спиральная камера, выполняя свои функции подвода потока, функционирует лишь частью сечения – пристеночной зоны, в которой завихренный пристеночный поток с увеличенной скоростью и потерями энергии поступает в каналы рабочего колеса. Эти выводы в работе аргументированы обширными экспериментальными данными. Потери энергии в спиральной камере, достигающие 3–5 % и сложная вихревая структура, поступающая в рабочее колесо, приводит к снижению энергических показателей. В работе рассматривается подвод потока к рабочему колесу с помощью расположенных по кольцу перед рабочим колесом сопловых аппаратов, увеличивающих скорость в пять и более раз и обеспечивающих низкие потери в подводящих органах (порядка 0,5 %) практически равномерный поток перед рабочим колесом с истем регулирования представлено в настоящей работе с использованием новых конструктивных решений, на которые получены более десяти патентов Украины на изобретение. В том числе в результате исследования рабочих процессов радиально-диагональных гидротурбин, патентов Украины на изобретение. В том числе в результате исследования рабочих процессов радиально-диагональных гидротурбини.

© R. Migushchenko, O. Potetenko, A. Gasiyk, E. Krupa, 2019

позволивших применять лопастные турбины на напоры свыше 400–500 м вплоть до 800–1000 м с высокими энергокавитационными показателями с широкими зонами эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, с увеличенным на 2–7 % среднеэксплуатационным КПД. Рассмотрен также рабочий процесс нового типа диагонально-осевой гидротурбины с весьма широким диапазоном эксплуатации по расходам и напорам с существенно повешенным среднеэксплуатационным КПД, повышенной надёжностью эксплуатации, иллюстрируемой прогнозной универсальной характеристикой, позволяющей применить поворотно-лопастные гидротурбины на напоры до 230–250 м. Таким образом, проведенное совершенствование рабочего процесса гидротурбин и систем их регулирования убедительно доказывает преимущество новых научно-технических решений по сравнению с ранее применяемыми.

Ключевые слова: высоконапорная радиально-осевая гидротурбина, рабочее колесо, подвод гидротурбины, потери энергии, радиально-диагональная гидротурбина, система регулирования.

Introduction. One of the main indicators of the country's industrial development level is the amount of energy consumed per capita. These days, the main sources of electricity generation are organic fuels (gas, oil, coal), nuclear fuel and hydropower sources. At the same time, the need of organic fuels for the automotive transport, chemical and electrical industries is constantly increasing, while easily available deposits are running out of reserves.

New deposits have to be developed in difficult-toreach regions of the globe (remote areas, ocean and offshore shelves), which leads to an increase in the expense and cost of one kilowatt-hour of generated electricity [1].

In the near future wind and solar power cannot completely replace traditional types of energy generation because of the low density of energy flows, for example:

- wind power less than 100 kW/m^2 ;

- solar power less than $0,1 \text{ kW/m}^2$.

For example, the following data are:

- during burning coal in large power plants equal 500 kW/m^2 ;

- during using nuclear fuel equal 650 kW/m^2 .

In addition, the energy generation from solar panels and windmills depends on the weather conditions and daily time.

Powerful wind turbines emit infrasound vibrations during operation, so they must be located at a sufficient distance from human settlements.

Due to the depletion of available fossil fuels and the increasing demand for motor vehicles and chemicals, most experts are inclined to believe that in the future nuclear fuel will be the most promising to generate electricity from power plants. However, nuclear power plants are not desirable to be located in earthquake-prone areas.

It should be noted that the cost of one kilowatt-hour of produced electricity at a nuclear power plant is 1,5–3 times, and at a large hydropower plant is much cheaper than at a power plant using organic fuel.

The percentage of electricity generation at hydroelectric power plants in developed countries is 15–40 % of total generation.

However, large power units, that are equipped with steam turbines, thermal and nuclear power plants can't be operated in the mode of covering the so-called peak loads of daily control.

In world practice, hydroelectric units, which are equipped with hydraulic turbines and pump-turbines, are used for this purpose (see Fig. 1).

Generally, the reserves of potential water energy concentrated in front of the hydroelectric station dam can be seen as a kind of hydraulic battery that can rapidly convert through a hydraulic turbine, combined with an electric generator, hydropower in electrical energy.



Fig. 1. The graph of the integrated power system daily load of the South Ukraine (data of the 1990)

It is known that the time to start or stop a hydraulic turbine is calculated in minutes. The start from the "synchronous compensator" mode to full power is calculated in units of seconds [2].

The so-called "group regulation of hydraulic turbines" is applied in the process of optimal units' control in an integrated power system, when the next stop or start of the hydroelectric unit operating units are transferred to the operation in close-to-optimal mode, i. e. with high efficiency. Sometimes this situation leads to cases when during the day the hydroelectric unit stops and starts at full capacity several times. Generally, hydroelectric units are practically not operated on a constant mode. The start and stop of hydraulic units, that are equipped with Francis or propeller (hard-bladed axial) hydraulic turbines, are associated with increased insecurity of flow on start-stop modes, which leads to increased vibration of the contracture, i. e. to reduce reliability and durability of operation. Turning-bladed hydraulic turbines have a significant advantage in this regard.

The features of the operation of the hydraulic turbine are considered, perspective trends of improvement are analyzed. They are oriented to increase the reliability and durability of the operation of hydraulic turbine equipment; improve energy-cavitation parameters of hydraulic turbines by improving the working flow, developing new design solutions, and improving the control system [1-3].

1. The features of a vortex turbulent flow in the inlet units and in the inter-bladed channel of the runner of high-head hydraulic turbine (RO 400, RO 500). The main roles of the inlet units of the hydraulic turbine (spiral case, channels between the stator columns and the wicket gate vanes) are:

1. To provide the uniform the flow inlet to the runner on the cylindrical surface in front of the runner with minimal energy losses.

2. To create a moment of quantity of the flow motion

in front of the runner that ensures the optimal operation of the hydraulic turbine [4].

From the law of conservation a moment of quantity of the motion, the difference of the moments of quantity of the fluid flow motion passing into a unit of time through the sections in front and behind the runner, taking into account the losses, is equal to the torque. This torque is transferred the flow to the runner and through the turbine shaft on the electric generator. Furthermore, the power transmitted through the shaft on the generator is equal to

$$N = M_{\text{torque shaft}} \cdot \omega$$
,

where $M_{\text{torque shaft}}$ – torque on the shaft of the hydraulic unit; ω – the frequency of rotation of the rotor.

As we know, from this law follows Euler equation for a hydraulic turbine:

$$\frac{\eta_h g H}{\omega} = \left(r \mathcal{V}_u \right)_1 - \left(r \mathcal{V}_u \right)_2.$$

It is known that $(rv_u)_2$ in the optimal mode of operation of the hydraulic turbine, which defines the so-called circulating energy losses, is close to zero. This makes an possibility for every specific turbine in the optimal operation mode to determine the value $(rv_u)_1$, that reduced to the unit mass flow of the moments of quantity of the fluid flow motion in front of the runner, which should be provided by the inlet units of the hydraulic turbine [5–8].

The value $(rv_u)_1$ at the inlet of the runner for insuring the optimal operation of the hydraulic turbine (with $(rv_u)_2 = 0$) can be get for the turbine with the diameter of the runner $D_1 = 1$ m and the head $H_1 = 1$ m, taking into account the eccentricity of the inlet section of the spiral case (the value $(rv_u)_{spir.}$ at the inlet of the spiral case), using the Euler equation for the hydraulic turbine and universal characteristics. While the nomenclature of large hydraulic turbines ("Hydraulic turbines for hydropower plants" 1984 OST 108.023.15-82) and analysis of the universal and "sizes" characteristics of the water passage are taken account.

Calculations show that $(rv_u)_{\text{spir.}} / (rv_u)_1 = 1,15$ (RO 45); 1,0 (RO 75); 0,59 (RO 230); 0,57 (RO 310); 0,55 (RO 400); 0,54 (RO 500).

The analysis showed that it is reasonable to design spiral chambers by law $v_u r = \text{const}$ for hydraulic turbines RO 45 and RO 75, while for hydraulic turbines with higher head the application of this law leads to the increase of energy losses in the inlet units of the hydraulic turbines.

It is impossible to obtain $(v_u r)_{spir.} / (rv_u)_1 = 1$ for

high-head hydraulic turbines, and especially for heads over 400–500 m. Because reducing the area of the input section of the spiral case almost in half or increasing the eccentricity of its location leads to either significant losses on friction in the spirals, or to significant increases in the size of the hydroelectric unit in the plan. An attempt of using the channels between the stator columns (increasing their number) and the wicket gate inter-shoulder channels does not ensure the efficiency of the process of increasing a moment of quantity of the flow motion.

In addition, the higher the head of the hydraulic turbine, the movement of the fluid occurs in all channels including the spiral case and other flowing units with significantly increased velocity and when turning the flow with significantly increased centrifugal forces inertia. It is similar to the movement of liquid in the zone of sharp turn of the round pipeline in the form of a large-scale vortex structure (the so-called "vortex pair").

Comprehensive experimental research, conducted at the hydraulic turbine model stand of the Department of Hydraulic Machines named after G. F. Proskura of NTU "KhPI" (Fig. 2, 3), showed the existence of the "vortex pair" in the meridional section of the spiral case of the model hydraulic turbine RO 500-I-2b (Fig. 4) [9–11].

The structure of the flow in the meridional section of the spiral case shows that the section seems to be artificially broken into two zones: the near-wall zone in which the flow moves to the runner, and the central section zone in which the flow moves from the runner.

That is, a situation of reducing the section of the spiral case artificially creates due to the reverse influence of the runner, in which the flow leaves the blade system with close to zero circulation $(rv_u)_2 \approx 0$ and centrifugal forces of flow inertia in the spiral case. So the appearance in the specific zone of the spiral case of the formation of an increased value $(v_u r)$ of the flow moving to the runner. At the same time, energy losses on friction are significantly increased due to a significant increase in velocities in the near-wall zone of the spiral case.



Fig. 2. The installation scheme of probes in measured sections of a model turbine

A fairly clear picture of the influence of small-scale near-wall moving to the runner and large-scale ("vortex pair") vortex structures which moves to the input section of the runner on the structure of the flow in front of the runner is presented on Fig. 5.

Analysis of the nature of the incident flow shows that even in optimal mode the blades profiles are flowed at different angles of attack and at different velocities, depending on their location in the height of the wicket gate's vanes (Fig. 6).



Fig. 3. The installation scheme of probes in measured sections of a model turbine

This leads to the fact that the circulation of velocity around the blade will also change accordingly, and from the outlet edges will slop not only the vortexes of the type "Carman's track" but also the inductive vortex formations with the character of the spiral vortex flow, caused by the change in circulation around the blades. Naturally, the presence of a gradient vorticity of the flow in the interblade channels of the runner, caused by a significant change in velocity in the direction from the pressure side to the side of discharge [10].

Due to the significantly higher values of absolute velocities on the vacuum side (discharging side) of the blade outside the border wall layer, compared to the working side, the intensity of the vortexes on this side in the near-wall zone exceeds intensity of vortexes on the



Fig. 4. The flow structure in the spiral case

pressure side of the blade.

As a result, on almost all modes of operation of the hydraulic turbine on the surface of the runner hub vortex lines "sloping" (bending) will descend to the surface of the cone fairing and further into the fluid flow, which goes into the draft tube, forming screw-shaped vortex (circulating) movement (Fig. 7).

If the circulation flows $(v_u r)_2$ caused by the moment of quantity of fluid movement in the runner outlet, in the near-wall zone of the first cross section of the blade (near the hub) on the hydroturbine operation modes, which are different from the optimal, will be congruent in the direction of the rotations with inductive vortexes, which caused by the "slant" of vortex lines on the hub surface.

This will lead to the formation of powerful vortex "harnesses", which have a screw shape and rotate with a certain frequency around the axis rotation of the rotor of the hydraulic unit, in the draft tube. This is the main cause of low-frequency pressure pulsations of large amplitude, leading to vibrations of the walls, which limit the flow, and elements of the rotor of the hydraulic unit. All of this ultimately reduces the reliability and durability of the operation [12–14].



Fig. 5. The flow characteristics in front of runner

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019



Fig. 6. The nature of the distribution of kinetic, potential and total energy in front of the runner as a percentage of the energy in the input section of the spiral case

On modes, which are different from optimal, in Francis hydraulic turbines by the law, which is close to the square parabola, depending on the rate change compared to optimal, increase circulating energy losses due to the part of the moment of quantity of movement that was not transferred to the runner. These losses in uncalculated mode prevail over the other losses. In Kaplan hydraulic turbines, circulation losses on uncalculated (non-optimal) modes are significantly lower. This provides a wider range of reliable operation of these hydraulic turbines at rates (power).



Fig. 7. Large-scale spiral-shaped vortex harnesses in a draft tube of a hydraulic turbine, which running off from the fairing of the runner

2. The main ways of improving the hydraulic turbines operation and their control systems. The main causes of large-scale vortex structures in the water passages of Francis hydraulic turbines, causing additional energy losses along with friction losses, volumetric and mechanical losses and reducing energy cavitation characteristics and characteristics of reliability, efficiency and durability of operation of hydro turbine equipment, were considered in the previous paragraph. This paragraph devoted to the main ways for reducing the unsteady and swirling of the flow in the inlet units of the hydraulic turbine and in the inter-bladed channels of the runner to reduce the circulation of energy losses. And not only an improving of the water passage, but the issues of improving hydraulic turbine control systems are being considered in it.

(a) Distribution optimization of the maximum thickness of the blade from the peripheral to the central and hub profile.

To consider the description of the author's certificate for the invention of SU No. 1188359 "The Francis hydraulic turbine runner" received on July 1, 1985. Applicant: Production Association of Atomic Turbine Engineering "Kharkov Turbine Plant" [15].

The following is proposed as a constructive solution. The blades have the lowest maximum thickness of the average section (Fig. 8), the highest at the rims and in the current sections the thickness of h_i , determined from the equation:

$$h_i = h_1 \left[k + (1-k) \left(\frac{y_i}{L/2} - 1 \right)^2 \right],$$

where h_1 – the highest maximum thickness of blades; k – the coefficient, which is equal to 0,55–0,7; y_i – the height of the current section of blades; L – the height of the blades in the maximum thickness zone.



Fig. 8. The runner blade of the Francis turbine

There is a decrease in hydrodynamic losses and thus an increase in the efficiency of the hydraulic turbine during the operation of the runner of the Francis hydraulic turbine by thinning the blades in their middle sections, characterized by small bending moments. The thinning of the blades in the middle sections leads to a decrease in the metal-intensiveness of the runner. The greatest maximum thickness of the blades at the upper and lower rims avoid cracking in these areas, characterized by the greatest bending moments.

All hydraulic turbines, which produced by Leningrad Metal and Kharkiv turbine plants, are operated at hydroelectric power plants in Russia, Ukraine, and other countries. These hydrounits were manufactured in accordance with the Industrial Standard, an item of large hydraulic turbines with an invariable, constant maximum thickness at the hub, in the central part and at the rim of the runner of the radial-axis type.

Strength and cavitation limitations and restrictions are an obstacle to the use of the nomenclature runner, for example, RO 500/3508-V-80 No. 2269 HTP or RO 500/3502-B-80 No. 2515 HTP at the head of 600 m.

Applying of the abovementioned investigation with rational redistribution of maximum thickness (some reduction of it in the central part and increase near the hub and rim) can solve the problem of strength with using a hydraulic turbine, which should be designed for 500 m head, on the higher heads up to 600 m. Cavitation problems are solved by additional depth of the hydroelectric unit, i. e. increased support from the lower beef. This situation in the case of derivative high-head hydroelectric power plants with the underground type of the building of the hydroelectric power plants, made in rock excavation, practically does not significantly increase the cost of construction work, due to the additional depth of the hydroelectric unit [15].

Thus, to some extent, the problem to promote the using of Francis hydraulic turbines to higher heads can be solved.

(b) Using of nozzles as the supplying units that create the necessary moment of quantity of the flow motion in front of the runner with minimal energy loss. They are located on the ring in front of the runner and increase the velocity by five or more times.

Nozzle channels, which are evenly arranged in a circle and leading the flow to the runner, are represented in Fig. 9, 10, 11. The blades of the nozzle channels act as stator columns with rotary outlet edges instead of the wicket gate's vanes. At the same time, the spiral case is produced with spacious cross-sections, the velocity in which is reduced by 1,5–3 times. This provides a reduction in energy losses of friction in the spiral case and as a result the absence of the so-called "vortex pair".

An example of the using of nozzles with low energy losses of the flow that flowing into them are the nozzles of Pelton hydroturbines, nozzle blades units of steam and gas turbines. The flow, generated by the nozzles, is equalvelocity flow on the cylindrical surface in front of the runner with little or no "step" unevenness in the circular direction, with a high degree of accuracy. This creates favorable conditions for formation of laminar border layer not only on the walls of nozzles, but also on most of the blades of the runner on the modes of operation close to optimal and correspondingly significant reduction in energy losses in the spiral inlet, and on the walls with laminar border layer [16–20].



Fig. 9. The input units' construction of the high-head hydraulic turbine using nozzle devices

(c) The using of two-row (two-stage) and multi-row blade systems that provide a smoother system for the power (expense) regulation of a hydraulic turbine with a significant reduction in losses and expansion of the zone of efficient operation of hydraulic turbines [16].

The cross section of the high-head radial-diagonal hydraulic turbine is on the Fig. 10.

The high-pressure hydro turbine includes: a spiral case 1 with spacious meridional sections; nozzles with rotary severance edges 2, which forming the required moment of quantity of the flow motion in front of the runner and regulating the rate through the turbine; ring shutter 3, which also performs functions of an additional regulatory unit; a runner consisting of a hub 4, lower rim 5; the rigidly fixed blades of the radial-axis type 6 and the diagonal-type rotary blades between them; turn mechanism 8 and the draft tube. An additional wicket gate 9 with nozzle channels between the blades, creating an additional moment of quantity of the flow motion, which allows the most efficient operation of the hydro turbine on ultra-high 600-1000 m heads and most effectively use the same design in pump-turbines for hydro-accumulating power plants (HAPP) is in Fig. 11 [16].

Combinatorial dependence system, consisting of four regulatory elements: rotating outlet nozzle edges; moving upper surface of nozzles; rotary vanes of the intermediate wicket gate and unwrapped in the process of regulating the blades of a diagonal-type runner. A four-cell system of combinatorial dependence (Fig. 11) or three-cell system (Fig. 10) allows to expand the range of reliable operation of a hydraulic turbine with high energy cavitation indicators on consumption (capacity) and heads in 1,5–2 times. Moreover, it increases the unit capacity at the same size of the working runner, as well as increase the average operating efficiency by 2–5 %, more effectively use in working at peak daily regulation.



Fig. 10. The high-head radial-diagonal hydraulic turbine



Fig. 11. The high-head radial-diagonal hydraulic turbine

The above benefits are illustrated in Fig. 12–14.

In constructing the universal characteristics of ROD 600 and ROD 700, the combinatorial dependence of the hydraulic turbine control system is taken into account in each mode of operation, providing the optimal ratio between $H^{(RO)}$ and $H^{(D)}$ given that $H^{(RO)} + H^{(D)} = H^{(ROD)} = 1$ m and the optimal value $n_1^{(ROD)}$ providing a minimum of energy loss, defined as:

$$\begin{split} h^{(\text{ROD})} &= \zeta^{(\text{ROD})} \, H^{(\text{ROD})} = h^{(\text{RO})} + h^{(\text{D})} = \zeta^{(\text{RO})} \, H^{(\text{RO})} + \zeta^{(\text{D})} \, H^{(\text{D})} = \\ &= (1 - \eta_h^{(\text{ROD})}) \, H^{(\text{ROD})} = (1 - \eta_h^{(\text{RO})}) \, H^{(\text{RO})} + (1 - \eta_h^{(\text{D})}) \, H^{(\text{D})}, \end{split}$$

where $h^{(\text{ROD})}$, $h^{(\text{RO})}$, $h^{(\text{D})}$ – the head losses in the corresponding units of the water passage; $\zeta^{(\text{ROD})}$, $\zeta^{(\text{RO})}$, $\zeta^{(\text{D})}$ – the losses coefficients: $\zeta = h/H$; $\eta^{(\text{ROD})}$, $\eta^{(\text{RO})}$, $\eta^{(\text{D})}$ – the efficiency coefficients.

The rate through the radial-diagonal hydraulic turbine:

$$Q^{(\text{ROD})} = Q^{(\text{RO})} = Q^{(\text{D})}$$



Fig. 12. The predictive universal characteristic of the hydraulic turbine ROD 600; $D_1^{(D)} = 0.73$ m



Fig. 13. The predictive universal characteristic of the hydraulic turbine ROD 700; $D_1^{(D)} = 0.74$ m



Fig. 14. The operational characteristic of the radial-diagonal hydraulic turbine ROD 600-V-450; N = 600 MW, n = 300 min⁻¹, $D_1 = 4,5$ m

The coefficient of the hydraulic losses in the radialdiagonal hydraulic turbine is determined as [19]:

$$\begin{split} \zeta^{(\text{ROD})} &= \frac{h^{(\text{ROD})}}{H^{(\text{ROD})}} = \frac{1}{H^{(\text{ROD})}} \Big(\zeta^{(\text{RO})} H^{(\text{RO})} + \zeta^{(\text{D})} H^{(\text{D})} \Big) = \\ &= \zeta^{(\text{RO})} \frac{H^{(\text{RO})}}{H^{(\text{ROD})}} + \zeta^{(\text{D})} \frac{H^{(\text{D})}}{H^{(\text{ROD})}} = \Big(1 - \eta_h^{(\text{RO})}\Big) \frac{H^{(\text{RO})}}{H^{(\text{ROD})}} + \\ &+ \Big(1 - \eta_h^{(\text{D})}\Big) \frac{H^{(\text{D})}}{H^{(\text{ROD})}}. \end{split}$$

The hydraulic efficiency of the radial-diagonal hydraulic turbine is, accordingly, equal to [11]:

$$\eta_{h}^{(\text{ROD})} = \left(1 - \zeta^{(\text{ROD})}\right) = \frac{1}{H^{(\text{ROD})}} \left(\eta_{h}^{(\text{RO})} H^{(\text{RO})} + \eta_{h}^{(\text{D})} H^{(\text{D})}\right)$$

On the basis of the above formulas, the predictive universal characteristics of ROD 600 and ROD 700 for the diameter of the runner of the ROD $D_1 = 1 \text{ m}$ (for $D_1 = 1 \text{ m}$) and head of $H^{(\text{ROD})}$ are built, i. e. in the system

of coordinates and
$$n_I' = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}$$
 and $Q_I' = \frac{Q}{D_1^2\sqrt{H}}$ (at

 $D_1^{(\text{ROD})} = D_1^{(\text{RO})} = 1 \text{ m}, H^{(\text{ROD})} = 1 \text{ m}).$

The constructive performance of a high-head diagonal-axis rotary-bladed hydraulic turbine at heads of 100–250 m and the predictive universal characteristic of this turbine at the head of 230 m are presented on the Fig. 15, 16 (PLDO 230) [19].

As known, axial rotary-bladed hydraulic turbines are used on hydropower plants at heads up to 80–100 m. They have a number of significant advantages compared to propeller (hard-bladed) and radial-axial hydraulic turbines applying to heads up to 80–100 m [16].

At the heads over 80–100 m axial-type Kaplan hydraulic turbines are not used, because at the head of 80 m Kaplan hydraulic turbine has the size of a hub, which places the rotary mechanism of eight blades is $d_{hub} = 0,64D_1$ (64 % of the diameter of the runner). Transition to higher heads will cause of increase in the hub ratio. For the heads over 170 m can be used Kaplan hydraulic turbines of diagonal type, which as a disadvantage a much greater negative value of H_s – the depth of the unit in relation to the water level in the lower beef. For riverbed dam hydropower plants, this is a significant drawback leading to an increase in the volume of construction work.

Francis and especially propeller hydraulic turbines in comparison with Kaplan have a narrower range of power regulation (rate changes) from the conditions of efficiency and reliability of operation.

It should be noted that hydroelectric units most reliably and efficiently (with high energy cavitation characteristics) protect the electricity system from the socalled "frequency collapse" working mainly on peak loads of daily regulation including the so-called "group regulation" system, which sometimes requires multiple launches and stops of the hydroelectric unit during the day.

At start of the hydraulic unit and at its emergence stop, which is connected with a disconnection from the electrical network, and for avoiding the acceleration of the non-rotation of the non-rotor unit, there are situations when the inlet edges of Francis and especially propeller hydraulic turbines flowing with large attack angles of up to 90 degrees with a wide detachable zone on the vacuum side of blade. This situation leads to undesirable large pressure pulsations and vibration of the walls and rotor of the hydraulic unit. In addition, Kaplan hydraulic turbines have undeniable advantages, such as minimizing circulating energy losses on operating modes different from optimal, allowing for a significant expansion of the unit operation zone by rate (power) and head with high energy and cavitation characteristics.

The diagonal-axis-type rotary-bladed hydraulic turbine, which presented in the Fig. 16 with the universal characteristic, is virtually devoid of the aforementioned flaws of hard-bladed hydraulic turbines and can be applied to pressures up to 230–250 m. The same positive properties have previously considered hydraulic turbines of radial-diagonal type with the possibility of their use at heads from 100 m to 800–1000 m with high operational (energy-cavitation and reliability) characteristics.

Conclusions: 1. Comprehensive study of the vortex structure of the turbulent flow of viscous fluid in the inlet units of high-head Francis hydraulic turbines RO 400 and RO 500 and in the inter-bladed channels of runner. The analysis of the causes of increased hydraulic energy losses has allowed to solve the problem of improving the working flow, improving operational energy cavitation characteristics, expanding the zone of high-efficiency and reliable work on rate (power) and heads, significantly improve the average efficiency, reliability and durability of the hydroelectric unit.



Fig. 15. The high-head Kaplan turbine



Fig. 16. The universal characteristic of a rotary-blade diagonalaxial hydraulic turbine PLDO 230

2. Scientific and technological developments, including new design solutions, improved working flow and regulatory (management) systems have made it possible to scientifically substantiate and propose for the first time in world practice high-performance hydraulic turbines on ultra-high heads up to 800–1000 m of radial-diagonal type and on increased heads of diagonal-axis type.

3. The using of radial-diagonal and diagonal-axis type of two- to four-element system of combinatorial dependence in the regulatory system for multi-stage blades of hydraulic turbines can improve reliability and efficiency of operation of the hydraulic turbines and pump-turbines (for GAPP) in a wide range of heads and powers.

References

- 1. Линник А. В., Хаитов В. Д. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине. Проблемы машиностроения. 2010. Т. 13, № 1. С. 11–18.
- Веремеенко И. С. Полвека поиска и созидания итоги и перспективы развития отечественного гидротурбостроения. Проблемы машиностроения. 2003. Т. 6, № 2. С. 4–25.
- Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. Научные работы. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
- Сухоребрый П. Н. Расчет спиральных камер радиально-осевых обратимых гидромашин. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI", 2001. Iss. 129, part 1.1. P. 79–89.
- Nicolet C., Alligne S., Kawkabani B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009. Vol. 2, no. 4. P. 324–333.
- Топаж Г. И. Лопастные гидромашины и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса гидротурбин. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. Университет, 2011. 154 с.
- 7. Русанов А. В., Линник А. В., Сухоребрый П. Н., Хорев О. Н., Рябов А. В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 1 (1044). С. 41–48.
- Brekke H. Hydraulic Tutrbines Design, Erection and Operation. Endringsdato: Norway, 2000. 317 p.
- Русанов А. В., Гнесін В. І. Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок. Харків: Шмаш, 2019. 386 с.
- Потетенко О. В., Крупа Е. С. Комплексные экспериментальные исследования турбулентной структуры потока в проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series:

Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 33-40.

- Линник А. В., Рябов А. В. Экспериментальный стенд ПАО «Турбоатом» для физического моделирования гидродинамических процессов в проточных частях моделей поворотно-лопастных гидротурбин. Проблемы машиностроения. 2014. Т. 14, № 3. С. 11–18.
- Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
- 13. Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobegawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006. Vol. 55, № 3. P. 109–113.
- 14. Миронов К. А. Проектирование рабочих колес радиальноосевой высоконапорной гидротурбины на параметры ГЭС Каменг. Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Технологии в машиностроении. Харьков: НТУ «ХПИ». 2010. № 24. С. 69–76.
- Фридман Л. И., Веремеенко И. С., Устьев А. Д., Потетенко О. В. А. с. 1188359, СССР. Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины. 1985.
- 16. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Вахрушева О. С. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений для различных диапазонов напоров. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 1 (1044). С. 49–57.
- Сокол Е. И., Ищенко Г. И., Черкасский А. Ю., Ищенко М. Г., Линник А. В. Технологическое обеспечение изготовления гидравлической турбины для Днестровской ГАЭС. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Технології в машинобудуванні. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 26 (1248). С. 5–13.
- Субботин В. Г., Левченко Е. В., Ефименко В. Н. Оборудование ОАО «Турбоатом» для гидроэлектростанций Украины: модернизация, реабилитация и перспективы создания новых типов. Гидроэнергетика Украины. 2009. № 2. С. 33–43.
- 19. Потетенко О. В., Крупа Е. С., Дранковский В. Э., Резвая К. С. Особенности рабочего процесса новых типов горизонтальных прямоточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры. Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Ровно, 2015. Вип. 3 (71): Частина 1. Технічні науки. С. 281–285.
- Робук Н. Н., Мелавцов А. А., Фридман Л. И., Остащенко А. В., Мишев Ю. Н., Савин В. Н., Потетенко О. В., Герман С. И. А. с. 206422, СССР. Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины. 1967.

References (transliterated)

- Linnik A. V., Khaitov V. D. Sovremennyy uroven' i osnovnyye napravleniya razvitiya gidroturbostroyeniya v Ukraine [The current level and main directions of development of hydroturbation in Ukraine]. *Problemy mashinostroyeniya*. 2010, vol. 13, no 1, pp. 11–18.
- Veremeenko I. S. Polveka poiska i sozidaniya itogi i perspektivy razvitiya otechestvennogo gidroturbostroyeniya [Half a century of search and creation – the results and prospects of development of the domestic hydro-turbine]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2003, vol. 6, no. 2, pp. 4–25.
- Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov, 2014, vol. 53, iss. 40, pp. 82–86.
- 4. Sukhorebryy P. N. Raschet spiral'nykh kamer radial'no-osevykh obratimykh gidromashin [Calculation of spiral chambers radial-axial reversible hydraulic machines]. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2001, issue 129, part 1.1, pp. 79–89.
- Nicolet C., Alligne S., Kawkabani B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009, vol. 2, no. 4, pp. 324–333.
- 6. Topazh G. I. Lopastnye gidromashiny i gidrodinamicheskie peredachi. Osnovy rabochego protsessa gidroturbin [Vane hydraulic

machines and hydrodynamic transmission. Basics of the workflow hydroturbines]. Sankt-Peterburg, Politehn. Universitet. Publ., 2011. 154 p.

- Rusanov A. V., Linnik A. V., Sukhorebryy P. N., Khorev O. N., Ryabov A. V. Matematicheskoe modelirovanie techeniya zhidkosti i analiz kharakteristik potoka v podvode gidroturbiny PL20 Kremenchugskoy GES [Mathematical modeling of fluid flow and analysis of flow characteristics in the supply of a PL20 hydroturbine of the Kremenchug hydroelectric station]. Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 1 (1044), pp. 41–48.
- 8. Brekke H. Hydraulic Tutrbines Design, Erection and Operation. Endringsdato, Norway, 2000. 317 p.
- Rusanov A. V., Hnyesin V. I. Naukovo-tekhnichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turboustanovok [Scientific and technical bases of modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
- Potetenko O. V., Krupa E. S. Kompleksnye eksperimental'nye issledovaniya turbulentnoy struktury potoka v protochnoy chasti vysokonapornoy radial'no-osevoy gidroturbiny [Comprehensive experimental studies of the turbulent flow structure in the flow part of a high-pressure radial-axial hydraulic turbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 33–40.
- 11. Linnik A. V., Ryabov A. V. Eksperimental'nyy stend PAO "Turboatom" dlya fizicheskogo modelirovaniya gidrodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh modeley povorotno-lopastnykh gidroturbin [Experimental stand of PJSC "Turboatom" for the physical modeling of hydrodynamic processes in the flow parts of the Kaplan turbine models]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2014, vol. 14, no. 3, pp. 11–18.
- 12. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
- Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobegawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006, vol. 55, no. 3, pp. 109–113.
- 14. Mironov K. A. Proektirovanie rabochikh koles radial'no-osevoy vysokonapornoy gidroturbiny na parametry GES Kameng [Design of impellers radial-axial high-pressure hydraulic turbine on the parameters of hydroelectric Kameng]. Vestnik Nats. tekhn. un-ta

"KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Tekhnologii v mashinostroenii [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Technologies in mechanical engineering]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2010, no. 24, pp. 69–76.

- Fridman L. I., Veremeenko I. S., Ust'ev A. D., Potetenko O. V. Rabochee koleso radial'no-osevoy gidroturbiny [Runner of radialaxial hydraulic turbine]. Patent USSR, no. 1188359, 1985.
- 16. Potetenko O. V., Drankovskiy V. E., Krupa E. S., Vakhrusheva O. S. Sovershenstvovanie rabochikh protsessov gidroturbin s primeneniem novykh konstruktivnykh resheniy dlya razlichnykh diapazonov naporov [Improving hydraulic turbine workflows using new design solutions for various pressure ranges]. Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 1 (1044), pp. 49–57.
- Sokol E. I., Ishchenko G. I., Cherkasskiy A. Yu., Ishchenko M. G., Linnik A. V. Tekhnologicheskoye obespecheniye izgotovleniya gidravlicheskoy turbiny dlya Dnestrovskoy GAES [Technological support for the manufacture of a hydraulic turbine for the Dniester PSP]. Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Tekhnologii v mashinobuduvanni [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Technology in mechanical engineering]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 26 (1248), pp. 5–13.
- Subbotin V. G., Levchenko Ye. V., Yefimenko V. N. Oborudovaniye OAO "Turboatom" dlya gidroelektrostantsiy Ukrainy: modernizatsiya, reabilitatsiya i perspektivy sozdaniya novykh tipov [Equipment of OJSC "Turboatom" for hydroelectric power plants of Ukraine: modernization, rehabilitation and prospects for the creation of new types]. *Gidroenergetika Ukrainy*. 2009, no. 2, pp. 33–43.
- Potetenko O. V., Krupa E. S., Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S. Osobennosti rabochego protsessa novykh tipov gorizontal'nykh pryamotochnykh i vertikal'nykh radial'no-osevykh gidroturbin na vysokie napory [Features of the working process of new types of horizontal straight-through and vertical radial-axial hydraulic turbines for high heads]. *Visnyk Natsional'noho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannya* [Bulletin of the National university of water and environmental engineering]. Rovno, 2015, issue 3 (71): Part 1. Tekhnichni nauky [Technical sciences], pp. 281–285.
- Robuk N. N., Melavtsov A. A., Fridman L. I., Ostashchenko A. V., Mishev Yu. N., Savin V. N., Potetenko O. V., German S. I. *Rabochee koleso radial'no-osevoy gidroturbiny* [Runner of radialaxial hydraulic turbine]. Patent USSR, no. 206422, 1967.

Received 16.09.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мигущенко Руслан Павлович (Мигущенко Руслан Павлович, Migushchenko Ruslan) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», проректор з науково-педагогічної роботи; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-2523-595X; e-mail: omsroot@kpi.kharkov.ua

Потетенко Олег Васильович (Потетенко Олег Васильевич, Potetenko Oleg) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-3399-5580; e-mail: potetenko.ov@gmail.com

Гасюк Олександр Іванович (Гасюк Александр Иванович, Gasiyk Alexander) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-6347-8501; e-mail: galexfom@gmail.com

Крупа Євгеній Сергійович (Крупа Евгений Сергеевич, Кгира Еvgeniy) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2457-0097; e-mail: zhekr@ukr.net УДК 621.224

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.03

А. В. РУСАНОВ, О. М. ХОРЄВ, Ю. А. БИКОВ, Д. Ю. КОСЬЯНОВ

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ РАДІАЛЬНО-Осьової гідротурбіни ро45

Представлено результати розрахунку потоку в'язкої нестисливої рідини в проточній частині натурної низьконапірної радіально-осьової гідротурбіни РО45, що була розроблена фірмою ВАТ «Харківтурбоінжиніринг» і впроваджується компанією Go Goal (Індія) для проекту модернізації ГЕС Дхаліпур (Індія). Модель проточної частини, що запропонована «Харківтурбоінжиніринг», була випробувана на гідродинамічному стенді. Її геометричні параметри незначно відрізняються від турбін ГЕС Дхаліпур. Була поставлена і вирішена задача шляхом повної заміни експериментальних досліджень на розрахункові визначити гідродинамічні параметри турбіни в широкому діапазоні експлуатаційних режимів, підтвердити її високі показники і їх відповідність тендерним вимогам. Моделювання течії в'язкої нестисливої рідини в проточній частині гідротурбіни РО45 виконано за допомогою програмного комплексу IPMFlow на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Для врахування турбулентних ефектів застосовується диференціальна двопараметрична модель турбулентності SST Ментера. Чисельне інтегрування рівнянь проводиться за допомогою неявної квазімонотонної схеми Годунова другого порядку точності за простором і часом. Дискретизація досліджуваної розрахункової області виконана за допомогою структурованої (канали направляючого апарату і робочого колеса) і неструктурованою (спіральна камера з колонами статора і відсмоктувальна труба) сітки з шестигранними комірками. В результаті численних досліджень були отримані такі результати: визначено структуру потоку у всіх елементах проточної частини і визначено значення ККД турбіни для експлуатаційних режимів, що відповідають 60; 70; 80; 90; 100 % від номінальної потужності при розрахунковому і максимальному напорах на станції, визначено параметри оптимальних за ККД режимів для цих напорів. Аналіз результатів численних досліджень підтвердив високі енергетичні характеристики гідротурбіни і їх відповідність вимогам замовника. Підтверджено, що деяка відмінність геометричних параметрів підводу несуттєво вплинула на показники проточної частини.

Ключові слова: радіально-осьова гідротурбіна, чисельне дослідження, робоче колесо, проточна частина, просторова течія, структура потоку.

А. В. РУСАНОВ, О. Н. ХОРЕВ, Ю. А. БЫКОВ, Д. Ю. КОСЬЯНОВ ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ РО45

Представлены результаты расчета потока вязкой несжимаемой жилкости в проточной части натурной низконапорной радиально-осевой гидротурбины PO45, разработанной фирмой ОАО «Харьковтурбоинжиниринг» и внедряемой компанией Go Goal (Индия) для проекта модернизации ГЭС Дхалипур (Индия). Модель проточной части, предлагаемая «Харьковтурбоинжинирингом», была испытана на гидродинамическом стенде. Ее геометрические параметры незначительно отличаются от турбин ГЭС Дхалипур. Была поставлена и решена задача путем полной замены экспериментальных исследований на расчетные определить гидродинамические параметры турбины в широком диапазоне эксплуатационных режимов, подтвердить высокие показатели турбины и их соответствия тендерным требованиям. Моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части гидротурбины РО45 выполнено с помощью программного комплекса IPMFlow на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель турбулентности SST Ментера. Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Дискретизация исследуемой расчетной области выполнена с помощью структурированной (каналы направляющего аппарата и рабочего колеса) и неструктурированной (спиральная камера с колоннами статора и отсасывающая труба) сетки с шестигранными ячейками. В результате численных исследований были получены такие результаты: определена структура потока во всех элементах проточной части и определено значение КПД турбины для эксплуатационных режимов, соответствующих 60; 70; 80; 90; 100 % от номинальной мощности при расчетном и максимальном напоре на станции; определены параметры оптимальных по КПД режимов для этих напоров. Анализ результатов численных исследований подтвердил высокие энергетические характеристики гидротурбины и их соответствие требованиям заказчика. Подтверждено, что некоторое отличие геометрических параметров подвода несущественно повлияло на показатели проточной части.

Ключевые слова: радиально-осевая гидротурбина, численное исследование, рабочее колесо, проточная часть, пространственное течение, структура потока.

A. RUSANOV, O. KHORYEV, YU. BYKOV, D. KOSYANOV NUMERICAL MODELING OF THE WORKING PROCESS IN THE FLOW PART OF THE FRANCIS TURBINE AT A HEAD OF 45 M

The results of the viscous incompressible fluid flow calculation in the flow part of the full-scale Francis hydraulic turbine RO45, developed by Kharkovturboengineering OJSC and implemented by *Go Goal* (India) for the Dhalipur HPP modernization project (India), are presented. The model of the flow part offered by Kharkovturboengineering was tested on a hydrodynamic test bench. Its geometrical parameters slightly differ from the turbines of the Dhalipur hydroelectric power plant. The task was stated and solved by completely replacing the experimental studies with the numerical ones to determine the hydrodynamic parameters of the turbine in a wide range of operating modes, to confirm the high performance of the turbine and their compliance with tender requirements. The viscous incompressible fluid flow in the flowing part of a RO45 Francis hydraulic turbine was simulated using the *IPMFlow* software package based on the numerical integration of the Reynolds equations with an additional term containing artificial compressibility. To consider turbulent effects, the Menter's *SST* two-parameter differential turbulence model is used. The numerical integration of the computational domain in question was performed using a structured (channel of the guiding apparatus and impeller) and unstructured (spiral chamber with stator columns and suction pipe) mesh with hex cells. As a result of numerical studies, the following results were obtained: the flow structure was determined in all elements of the flow part and the value of the turbine efficiency for operating modes corresponding to 60; 70; 80; 90; 100% of rated power at rated and maximum heads of the plant; the parameters of the optimal efficiency modes for these heads are

© А. В. Русанов, О. М. Хорєв, Ю. А. Биков, Д. Ю. Косьянов, 2019

determined. An analysis of the results of numerical studies confirmed the high energy characteristics of the turbine and their compliance with customer requirements. It was confirmed that some difference in the geometrical parameters of the admission did not significantly affect the parameters of the flow part.

Keywords: Francis turbine, numerical research, runner, flow part, spatial flow, flow structure.

Вступ. На теперішній час світова гідроенергетика забезпечує виробництво до 88 % відновлюваної і до 20 % всієї електроенергії в світі, встановлена гідроенергетична потужність досягає більше 800 ГВт.

Відповідно до Звіту про стан гідроенергетики (2019 *Нуdropower Status Report*), опублікованому Міжнародною гідроенергетичною асоціацією (*International Hydropower Association*), в 2018 р. було введено в експлуатацію близько 21,8 ГВт нових гідроенергетичних потужностей, в тому числі близько 2 ГВт гідроакумулюючих станцій (ГАЕС). Якщо подивитися на історію, то поточне десятиліття виявляється рекордним в плані обсягів введення нових потужностей.

Левова частина нових потужностей ГЕС в 2018 році була додана в Східній Азії і Тихоокеанському регіоні (встановлено близько 9,2 ГВт, в тому числі 8,5 ГВт у Китаї). У Південній Америці було введено в експлуатацію 4,9 ГВт, з яких 3,9 ГВт в Бразилії; в Південній і Центральній Азії 4 ГВт, включаючи 2,5 ГВт в Пакистані; в Європі 2,2 ГВт, половина з яких в Туреччині.

В кінці 2018 року глобальні потужності ГЕС склали майже 1292 ГВт, з яких понад чверть було розташоване в Китаї (352 ГВт), за ним йде Бразилія (104 ГВт), США (103 ГВт) і Канада (81 ГВт). На ці чотири країни доводилося половина світових потужностей на кінець 2018 року.

Сучасні гідротурбіни (ГТ) мають дуже високі показники за рівнем ККД і кавітації, а вимоги замовників обладнання постійно підвищуються. Щоб відповідати цим вимогам, розробники мають детально вивчати особливості течії рідини у всіх елементах проточної частини (ПЧ). Це можливо зробити шляхом проведення фізичного експерименту на гідродинамічних стендах або методами чисельних досліджень за допомогою сучасних математичних методів, моделей та програмних комплексів. На сьогодні експериментальні методи дають більш точні результати з точки зору дослідження енергетичних показників, похибка сучасних стендів при визначенні ККД не перевищує 0,20-0,25 %. В той же час чисельні дають змогу більш ретельно вивчити метоли структуру потоку, а також на основі її аналізу намітити шляхи підвищення ефективності ПЧ. До того проведення чисельного експерименту значно ж дешевше і займає набагато менше часу.

Провідним закладом серед вітчизняних різного типу проектувальників гідромашин та дослідників просторової течії рідини в їх ПЧ є Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України [1]. Роботи по розробці та CFD дослідженню в гідромашинах радіально-осьового типу проводилися також спеціалістами НТУ «ХПІ» [2-4],Сумського державного університету [5] та інші. Серед

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 дослідників радіально-осьових гідромашин пострадянського простору треба виділити новосибірську, санкт-петербуржську і московські школи, наприклад [6-9]. Багато робіт з проектування CFDрозрахунків проведено європейськими, та американськими та азійськими вченими. В роботах [10, 11] запропоновано новий підхід к дизайну радіально-осьових ГТ, оснований на оптимізації форми лопатей робочого колеса (РК). В роботах [12-15] проведено розрахунок течії в усій ПЧ ГТ на конкретні параметри станцій, в роботі [16] – аналіз пульсацій тиску на основі CFD розрахунків.

1. Постановка задачі і об'єкт дослідження. В статті поставлено і вирішено задачу впровадження нового підходу для чисельного дослідження течії рідини в проточній частині радіально-осьової турбіни (Френсіса) на напори до 45 м, що проектується фірмою «Харківтурбоінжинірінг» (далі – XTI) (Україна) та впроваджується компанією Go Goal (Індія) для проекту модернізації ГЕС Дхаліпур (Індія).

ПЧ РО45, що запропонована XTI для проекту модернізації, успішно використовується в реалізованих інших проектах нових ГЕС з напорами до 45 м. Аналог цієї ПЧ було раніше досліджено на моделі з діаметром РК 460 мм в лабораторії на гідродинамічному стенді відповідно до вимог МЕК 60193.

На підставі порівняння геометричних параметрів ПЧ Дхаліпур і ПЧ-аналога, запропонованого XTI, було підкреслено:

- запропоноване РК турбіни для ГЕС Дхаліпур повністю геометрично подібно випробуваному на стенді РК моделі турбіни;

- спіральні камери (СК) ГЕС Дхаліпур і турбінианалога за своїми геометричними параметрами (форма перетинів, кут охоплення, відносний діаметр входу, ширина в плані, швидкісний коефіцієнт α) дуже близькі, а по гідродинамічним якостям практично рівноцінні;

- напрямний апарат (НА) ГЕС Дхаліпур має більшу кількість лопаток ($z_{0H} = 24$), ніж на моделіаналогу ($z_{0M} = 20$), при цьому у першій відносний діаметр розташування осей напрямних лопаток $D_{0H} = 1,284 D_1$ замість $D_{0M} = 1,25D_1$ на моделі-аналогу. Профілі лопаток НА подібні, що забезпечує узгодження лопатевої системи направляючого апарату з набігаючим на нього потоком на режимах роботи гідротурбіни з максимальною потужністю;

- відсмоктувальна труба (ВТ) ГЕС Дхаліпур і моделі-аналога за основними геометричними параметрами (висота труби і її довжина) близькі, що дозволяє вважати їх практично рівноцінними.

Задача полягала в тому, щоб в стислі терміни (3 місяці) провести дослідження всієї запропонованої XTI ПЧ ГТ РО45 в широкому діапазоні експлуатаційних режимів з ціллю отримання енергетичних характеристик, порівняння їх з даними універсальної характеристики аналога і підтвердження їх високого рівня. Провести в такі терміни експериментальні дослідження (в тому числі проектування і виготовлення елементів модельного блоку) неможливо, до того ж вартість проведення експериментальних робіт значно вища. Тому було прийнято рішення застосувати новий підхід – повної заміни фізичного експерименту чисельним.

За допомогою програмного комплексу IPMFlow без проведення додаткових модельних досліджень на стенді було поставлено і вирішено задачу довести, що відмінність деяких геометричних параметрів запропонованої ХТІ ПЧ ГТ РО45 і ПЧ-аналога не вплинула суттєво на значення ККД (в першу чергу не приведе до його зниження) в широкому діапазоні експлуатаційних режимів. Для цього було вирішено такі завдання:

- визначення значень ККД турбіни лля експлуатаційних режимів, що відповідають 60; 70; 80; 90; 100 % від номінальної потужності Л_{ном}, також і максимальній потужності N_{max} при розрахунковому H_p та максимальному H_{max} напорах;

- визначення оптимального режиму за ККД для розрахункового та максимального напорів.

Дослідження виконано для натурних розмірів ГТ при синхронній частоті обертання 150 хв⁻¹.

В першому наближенні значення відкриття НА і витрат було взято з універсальної характеристики ГТаналога і перераховано на натурні параметри. Якщо розрахункові значення потужності не відповідали очікуваним з похибкою більше 0,5 %, то шляхом зміни відкриття НА (збільшення або зменшення) змінювалась витрата - і таким чином до сходження значень потужності до заданої похибки.

2. Математична модель. Моделювання течії в'язкої нестисливої рідини в ПЧ ГТ РО45 за допомогою комплексу IPMFlow виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Рівняння Рейнольдса з двопараметричною моделлю турбулентності SST Ментера [17, 18], які записані у векторній формі в декартовій системі координат, що обертається з постійною кутовою швидкістю Ω навколо осі x, мають вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial t}Q + \frac{\partial}{\partial x}\left(E_i + E_\nu\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(F_i + F_\nu\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(G_i + G_\nu\right) = H \ ,$$

$$Q = \left(P / \beta, u, v, w, k, \omega \right)^{T};$$

$$P = \frac{p}{\rho_{*}};$$

$$H = \left(0, g, y\Omega^{2} + 2w\Omega, z\Omega^{2} - 2v\Omega, H_{k}, H_{\omega} \right)^{T};$$

$$H_{k} = \left(\tilde{P}_{k} - \varepsilon \right) f_{6};$$

$$H_{\omega} = \left[\frac{\gamma}{v_{t}} P_{k} - \beta \omega^{2} f_{4} + (1 - f_{1}) \frac{2}{\omega \sigma_{\omega 2}} C_{D} \right] f_{7};$$

$$E_{i} = (u, u^{2} + P, uv, uw, uk, u\omega)^{T};$$

$$F_{i} = (v, vu, v^{2} + P, vw, vk, v\omega)^{T};$$

$$G_{i} = (w, wu, wv, w^{2} + P, vw, wk, w\omega)^{T};$$

$$E_{v} = (0, -\tau_{xx}, -\tau_{xy}, -\tau_{xz}, -\chi_{kx}, -\chi_{\omega x})^{T};$$

$$F_{v} = (0, -\tau_{xy}, -\tau_{yy}, -\tau_{yz}, -\chi_{ky}, -\chi_{\omega y})^{T};$$

$$G_{v} = (0, -\tau_{zx}, -\tau_{zy}, -\tau_{zz}, -\chi_{kz}, -\chi_{\omega z})^{T};$$

x, *y*, *z*, *t* – декартові координати і час;

Q – вектор консервативних змінних;

 E_i, F_i, G_i – вектори потоків (нев'язка частина);

 $E_{\nu}, F_{\nu}, G_{\nu}$ – вектори потоків (в'язка частина);

p, *P*, *u*, *v*, *w* – статичний і кінематичний тиск, компоненти вектору швидкості;

 k, ω – кінетична енергія турбулентності, питома швидкість дисипації;

*ρ*_{*} – щільність рідини.

Коефіцієнт штучної стисливості рідини β для забезпечення високої швидкості збіжності рекомендується вибирати з таких співвідношень:

$$\beta = \max(0.3, r(u^2 + v^2 + w^2)), r = 1...5,$$

або

$$\beta = \delta_1 a_*^2 + \delta_0$$
, $\delta_1 = 1...5, 0 < \delta_0 <<1$.

Чисельне інтегрування рівнянь проводиться за допомогою неявної квазімонотонної схеми Годунова другого порядку точності за простором і часом.

Більш детальний опис математичної моделі та чисельного методу представлено в роботах [1, 19, 20].

3. Умови проведення чисельного експерименту. Дискретизація розрахункової області ΠЧ ΓТ Френсіса виконана за допомогою структурованих i неструктурованих сіток з шестигранними комірками. Сітка у СК зі статором і у ВТ неструктурована, нараховує приблизно 900 тис. елементів у СК та 1 млн. у ВТ. В каналі НА і РК сітка структурована, побудова автоматизовано ïï виконується у програмному комплексі IPMFlow. Кількість елементів в одному каналі НА дорівнює 80x80x100 = 640 000, а в одному каналі РК – $80x80x120 = 768\ 000.$

На рис. 1 наведено розрахункову сітку в усіх елементах ПЧ.

Умови, що задаються на межах розрахункової області:

- на вході в СК – швидкість потоку, що відповідає необхідній витраті;

- на стінках – умова прилипання, тобто швидкість дорівнюю нулю;

- на виході з ВТ – статичний тиск 100 000 Па.

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019

πо



Рис. 1. Розрахункова сітка в елементах ПЧ ГТ Френсіса РО45: *a* – СК зі статором; *б* – НА і РК (другий рівень сітки); *в* – ВТ (другий рівень сітки)

4. Результати розрахункового дослідження. Проведені розрахунки в'язкої нестисливої течії в розрахункової області ПЧ ГТ Френсіса РО45, до складу якої входить СК зі статором, НА, РК та ВТ, дозволило визначити структуру потоку у всіх елементах проточної частини, а також її енергетичні характеристики.

На рис. 2 наведено поле швидкостей в горизонтальному перерізі, що проходить через середину колон статора при витраті $Q = 64,93 \text{ м}^3/\text{с}$, що 100 %потужності відповідає режиму при розрахунковому напорі. Як видно, потік в спіральній камері рівномірний, колони статора обтікаються сприятливо, крім першої після зуба, де на увігнутій стороні спостерігається помітне зниження рівня швидкості.

Проведені чисельні дослідження при різних режимах (напорах і витратах) показали, що структура потоку в підводі – СК і статорі – не залежить від величини витрати, змінюються тільки значення повної (абсолютної) швидкості та її складових пропорційно витраті.



Рис. 2. Розподіл швидкості в горизонтальному перерізі СК при витраті рідини $Q = 64.93 \text{ м}^3/\text{с}$

На рис. З наведено розподіл за кутом охоплення СК осереднених по висоті значень компонент швидкості: окружної V_u , радіальної V_r , осьової V_z , а також кута потоку α , який формується спіральною камерою, після виходу зі статора при витраті $Q = 64,93 \text{ м}^3/\text{с}$. Як видно з рис. З, розподіл компонент швидкості і кута досить плавний у всій спіралі. Значення радіальної швидкості та кута потоку в діапазоні кутів від 300 ° до 350 ° зростають. Величина осьової складової швидкості близька до нуля при всіх значеннях кута спіралі φ . Осереднене в окружному

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 напрямку значення кута потоку α_{cn} , який формується СК, дорівнює 25,4°, і його значення практично не залежить від величини витрати. Цю величину використано при подальших дослідженнях потоку в розрахункових областях гідротурбіни РО45, що складалися з НА, РК і ВТ, в якості граничного значення на вході.

Аналіз результатів розрахунку течії в області НА і РК показує, що при режимах, які відповідають 90 %, 100 % розрахункової потужності та оптимальному, поля розподілу тиску та швидкостей досить рівномірні, відсутні істотні піки швидкостей та тисків на вхідних кромках, а також відсутні зони зі вторинними течіями в каналах. При зменшенні витрати рідини підвищується рівень нестаціонарності потоку в проточній частині, на вході в РК на лицьовій стороні з'являються області зі зниженим рівнем швидкості, а в каналі РК – суттєві зони зі вторинними течіями, розмір та інтенсивність яких збільшується зі зменшенням витрати (потужності). Найпомітніше це проявляється на режимах, що відповідають 60 % та 70 % номінальної потужності. Це проілюстровано на рис. 4, де наведено розподіл швидкості у середніх меридіональних та тангенціальних перетинах в області НА та РК при розрахунковому напорі для режимів, що відповідають 100 % і 60 % від номінальної потужності. Оскільки різниця між розрахунковим та максимальним напорами на ГЕС Дхаліпур незначна (менше 1 м), характер розподілу тиску і швидкості в каналах НА і РК в значно більшій мірі залежить від потужності (витрати та відкриття НА), ніж від напору.







Рис. 4. Розподіл швидкості в середньому меридіональному і тангенціальному перетинах для режимів 100 % і 60 % номінальної потужності при розрахунковому напорі:

а – меридіональний перетин, 100 % потужності; *б* – тангенціальний, 100 %; *в* – меридіональний, 60 %; *г* – тангенціальний, 60 %

На рис. 5 наведено розподіл тиску вздовж трьох перетинів лопаті РК: втулкового (10 % ширини лопаті), середнього (50%) та периферійного (90%) при розрахунковому напорі для режимів, що відповідають 100 % і 60 % від номінальної потужності агрегату. При CFD дослідженнях значення тиску на виході з розрахункової області задавалося рівним 100 000 Па. На всіх досліджувальних режимах тиску більший перепад спостерігається на периферійному перетині, найнижчий – на втулковому. На режимах, які відповідають потужності 80 %; 90 %; 100 % та оптимальному, спостерігається рівномірний розподіл тиску вздовж всіх трьох перетинів: втулкового, середнього та периферійного. При зменшенні витрати знижується перепад тиску на середньому та втулковому перетинах. При режимах, що відповідають 70 % та 60 % номінальної потужності, в області середнього перетину посередині лопаті на стороні розрідження з'являється суттєва нерівномірність розподілу тиску, що пов'язано з більш високим рівнем нестаціонарності потоку при цих режимах.

На рис. 6 наведено лінії струму та розподіл швидкості у вертикальному перетині відсмоктувальної труби при розрахунковому напорі для режимів, що відповідають 100 % і 60 % від номінальної потужності. Результати чисельних досліджень течії у ВТ підтверджують, що структура потоку в ній має складний просторовий характер, течія суттєво нестаціонарна. При всіх досліджуваних режимах у коліні та горизонтальному дифузорі мають місце значні за розмірами так звані «мертві зони», де швидкість потоку близька до нуля. Їхнє положення у трубі, розміри та значення швидкості у них змінюється за часом.





При режимах, що відповідають 100 % та 90 % номінальної потужності, тобто з більшою витратою, за обтікачем присутній слід, що досягає дна коліна труби. Довжина сліду при зменшенні витрати зменшується. При режимах з меншою витратою у коліні та горизонтальному дифузорі присутні суттєві поперечні та зворотні течії. Розподіл ліній струму демонструє, що на режимі 100 % потужності за РК присутня невелика негативна закрутка потоку, а вже при режимі 90 % – позитивна. При зниженні витрати рідини позитивна закрутка за РК збільшується.

На рис. 7 наведено порівняння залежностей відносного ККД від відносної потужності, отриманих при модельних дослідженнях ГТ аналога та при *CFD* розрахунках ГТ для модернізації ГЕС Дхаліпур для режимів з розрахунковим (рис. 7, a) і максимальним (рис. 7, b) напорами. Під відносним ККД розуміємо величину, що дорівнює відношенню його поточного значення до максимального експериментального ККД турбіни аналога у відсотках, а під відносною потужністю — відношення поточної потужності до номінальної у відсотках.

З наведених результатів видно, що має місце задовільна відповідність результатів фізичного та чисельного експерименту як для розрахункового, так і для максимального напорів. Залежності ККД від потужності, отримані експериментальним та чисельним шляхом, мають практичну однакову форму. Значення ККД, що отримані за результатами СFD, мають дещо вищі значення.

Максимальне значення ККД при розрахунковому напорі за допомогою CFD отримано при витраті

 $Q = 60,9 \text{ м}^3/\text{с}$, потужність становила 94,54 % від номінальної; при експериментальних дослідженнях – при витраті $Q = 60,884 \text{ м}^3/\text{с}$ та потужності 94,57 % номінальної. Тобто має місце добра відповідність розрахункових та чисельних методів дослідження.

Максимальне значення ККД при максимальному напорі отримано при витраті $Q = 61,11 \text{ m}^3/\text{c},$ потужність становила 97,26 % від номінальної. При експериментальних дослідженнях максимальне значення ККД при цьому напорі отримано при витраті Q = 61,22 м³/с, а потужність 97,29 %. Тобто, як і при розрахунковому напорі, має місце добра якісна і відповідність кількісна експериментальних та чисельних досліджень.

Оскільки запропоноване РК повністю відповідає РК аналогу, відсмоктувальні труби також мають незначні відмінності, а саме ці елементи ПЧ визначають кавітаційні якості гідротурбіни, дослідження з визначення кавітаційних характеристик чисельним методом не проводилися.

В рамках дослідження течії в ПЧ ГТ РО45 для всіх розрахункових режимів було визначено місце і значення максимального розрідження на лопатях РК. Області мінімального тиску для всіх досліджуваних режимів знаходяться в периферійній зоні в області вихідних кромок. Також з ціллю визначення максимального гідравлічного осьового зусилля від тиску води на РК за результатами чисельних досліджень течії було розраховано сили, що діють на внутрішні полості РК. Порівняння цих результатів з експериментальними даними моделі аналога показала високу достовірність проведених досліджень.



Рис. 6. Візуалізація течії у ВТ ГТ Френсіса РО45 для режимів 100 % і 60 % номінальної потужності при розрахунковому напорі: *а* – поле швидкостей, 100 % потужності; *б* – лінії току, 100 %; *в* – поле швидкостей, 60 %; *г* – лінії току, 60 %



Рис. 7. Порівняння залежностей відносного ККД від потужності, отриманих при модельних дослідженнях ГТ аналога та при *CFD* розрахунках ГТ для модернізації ГЕС Дхаліпур: *a* – розрахунковий напір; *б* – максимальний напір

Висновки: - запропоновано підхід для достовірного підтвердження енергетичних і кавітаційних показників низьконапірної радіальноосьової гідротурбіни PO45, заснований на повній заміні фізичного експерименту на гідродинамічному стенді на чисельні дослідження нестисливої течії в'язкої рідини за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*, що дозволило суттєво скоротити термін і вартість досліджень;

- запропонований підхід дозволив з високою достовірністю – кількісно і якісно – визначити енергетичні показники ГТ Френсіса РО45 і підтвердив її високі енергетичні характеристики та їх відповідність вимогам замовника;

- підтверджено, що деякі відмінності геометричних параметрів запропонованої ПЧ ГТ і ГТ аналога, в першу чергу підводу, при ідентичності РК, несуттєво вплинули на енергетичні показники ПЧ.

Автори висловлюють щиру вдячність компаніям «Харківтурбоінжинірінг» (Україна) і *Go Goal* (Індія) за співробітництво та обговорення результатів чисельних досліджень.

Список літератури

- Русанов А. В., Гнесін В. І., Хорєв О. М., Жандковскі Р., Колодяжна Л. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю., Пащенко Н. В., Русанов Р. А., Сухоребрий П. М., Чугай М. О. Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок / ред. Русанов А. В. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2019. 384 с.
- Барлит В. В., Миронов К. А., Власенко А. В., Яковлева Л. К. Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 215 с.
- Миронов К. А., Олексеенко Ю. Ю. Применение CFD припроектировании элементов проточной части гидротурбины. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 116–121.
- Резва К. С., Дранковський В. Е., Тиньянова І. І. Дослідження потоку у високонапорних оборотних гідромашинах. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42 (1264). P. 82–86.
- Кочевский А. Н., Неня В. Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах. Вісник Сумського державного університету:

Сер.: Технічні науки. СумдУ. 2003. № 13 (59). С. 195–210.

- Черный С. Г., Чирков Д. В., Лапин В. Н., Скороспелов В. А., Шаров С. В. Численное моделирование течений в турбомашинах. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
- Пылев И. М., Малышев А. К., Черный С. Г. Оптимизационное проектирование проточных частей гидротурбин. *Тяжелое* машиностроение. 2007. № 4. С. 10–13.
- Астракова А. С., Банников Д. В., Черный С. Г., Чирков Д. В. Численные методы оптимизационного проектирования проточных частей гидротурбин. Вычислительные технологии. 2014. Т. 19, № 1. С. 20–39.
- Золотаревич В. П., Югов Н. В. Расчет гидродинамических характеристик рабочего колесарадиально-осевой гидротурбины РО 230. Научно-технический вестник Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий, механики и оптики. 2009. № 4 (62). С. 60–67.
- Brekke H. Design, Performance and Maintenance of Francis Turbines. *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical* and Mechanics Engineering. 2013. Vol. 13 (5). P. 28–40.
- Wu J., Shimmei K., Tani K., Niikura K., Sato J. CFD-based design optimization for hydro turbines. *ASME Journal Fluids Eng.* 2007. Vol. 129. P. 159–168.
- Wahidullah Hakim Safi, Vishnu Prasad. Design and permance analysis of Francis turbine for hydro power station on Kunar river using CFD. *International Journal of Advanced Research*. 2017. No. 5 (5). P. 1004–1012.
- Kaniecki M., Krzemianowskib Z. CFD analysis of high speed Francis hydraulic turbines. *Transactions of the Institute of fluid flow* machinery. 2016. No. 131. P. 111–120.
- Gros L., Kueny J. L., Avellan F., Bellet L. Numerical flow analysis of the GAMM turbine at nominal and off-design operating conditions. *Proc. of the XIX IAHR Symposium, Hydraulic Machinery* and Cavitation. 1998. P. 121–128.
- Santiago Lain, Manuel Garcia, Brian Quintero, Santiago Orrego. CFD Numerical simulations of Francis turbines Rev. *Fac. Ing. Univ. Antioquia.* 2010. No. 51. P. 24–33.
- Qian Z., Yang J., Huai W. Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with air admission. *Journal Hydrodynamics*. 2007. Vol. 19. P. 467–472.
- Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994. No. 8. P. 1598–1605.
- Menter F. R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX. CFX Update. 2001. No. 20. P. 4–5.
- Русанов А. В., Косьянов Д. Ю. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2009. Т. 5, № 4 (41). С. 4–7.
- Русанов А. В., Ершов С. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин: монография. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. 275 с.

References (transliterated)

- Rusanov A. V., Hnesin V. I., Khoryev O. M., Zhandkovski R., Kolodyazhna L. V., Kos'yanova A. I., Kos'yanov D. Yu., Pashchenko N. V., Rusanov R. A., Sukhorebryy P. M., Chuhay M. O. Naukovo-tekhnichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turboustanovok [Scientific and technical bases of modeling and design of flowing parts of power turbines]. Kharkiv, Instytut problem mashynobuduvannya im. A. M. Pidhornoho Publ., 2019. 384 p.
- Barlit V. V., Mironov K. A., Vlasenko A. V., Yakovleva L. K. Raschet i proektirovanie protochnoy chasti reaktivnykh gidroturbin na osnove chislennogo modelirovaniya rabochego protsessa [Calculation and design of the flow part of jet turbines based on numerical simulation of the workflow]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2008. 215 p.
- Mironov K. A., Olekseenko Yu. Yu. Primenenie CFD priproektirovanii elementov protochnoy chasti gidroturbiny [The use of CFD in the design of elements of the flow part of a hydraulic turbine]. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 116–121.
- Ryezva K. S., Drankovs'kyy V. E., Tyn'yanova I. I. Doslidzhennya potoku u vysoko-napornykh oborotnykh gidromashinakh [The research in the high-pressure reversible hydraulic machine]. *Bulletin* of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42 (1264), pp. 82–86.
- Kochevskiy A. N., Nenya V. G. Sovremenny podkhod k modelirovaniyu i raschetu techenij zhidkosti v lopastnykh gidromashinakh [Modern approach to modeling and calculating fluid flow in blade hydraulic machines]. Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky [Sumy State University Bulletin: Technical Sciences Series]. Sumy, SumDU Publ., 2003, no. 13 (59), pp. 195–210.
- Chernyy S. G., Chirkov D. V., Lapin V. N., Skorospelov V. A., Sharov S. V. *Chislennoe modelirovanie techeniy v turbomashinakh* [Numerical simulation of flows in turbomachines]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2006. 202 p.
- Pylev I. M., Malyshev A. K., Chernyy S. G. Optimizatsionnoe proektirovanie protochnykh chastey gidroturbin [Optimization design of flowing parts of hydroturbines]. *Tyazheloe mashinostroenie*. 2007, no. 4, pp. 10–13.
- Astrakova A. S., Bannikov D. V., Chernyy S. G., Chirkov D. V. Chislennye metody optimizatsionnogo proektirovaniya protochnykh chastey gidroturbin [Numerical methods for optimizing the design of flowing parts of hydraulic turbines]. *Vychislitel'nye tekhnologii*. 2014, vol. 19, no. 1, pp. 20–39.
- 9. Zolotarevich V. P., Yugov N. V. Raschet gidrodinamicheskikh

kharakteristik rabochego kolesaradial'no-osevoy gidroturbiny RO 230 [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the runner of Francis turbine RO 230]. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo universiteta informatsionnykh tekhnologiy, mekhaniki i optiki.* 2009, no. 4 (62), pp. 60–67.

- Brekke H. Design, Performance and Maintenance of Francis Turbines. Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering. 2013, vol. 13 (5), pp. 28–40.
- Wu J., Shimmei K., Tani K., Niikura K., Sato J. CFD-based design optimization for hydro turbines. *ASME Journal Fluids Eng.* 2007, vol. 129, pp. 159–168.
- Wahidullah Hakim Safi, Vishnu Prasad. Design and permance analysis of Francis turbine for hydro power station on Kunar river using CFD. *International Journal of Advanced Research*. 2017, no. 5 (5), pp. 1004–1012.
- Kaniecki M., Krzemianowskib Z. CFD analysis of high speed Francis hydraulic turbines. *Transactions of the Institute of fluid flow* machinery. 2016, no. 131, pp. 111–120.
- Gros L., Kueny J. L., Avellan F., Bellet L. Numerical flow analysis of the GAMM turbine at nominal and off-design operating conditions. *Proc. of the XIX IAHR Symposium, Hydraulic Machinery* and Cavitation. 1998, pp. 121–128.
- Santiago Lain, Manuel Garcia, Brian Quintero, Santiago Orrego. CFD Numerical simulations of Francis turbines Rev. *Fac. Ing. Univ. Antioquia.* 2010, no. 51, pp. 24–33.
- Qian Z., Yang J., Huai W. Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with air admission. *Journal Hydrodynamics*. 2007, vol. 19, pp. 467–472.
- Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994, no. 8, pp. 1598–1605.
- Menter F. R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX. CFX Update. 2001, no. 20, pp. 4–5.
- Rusanov A. V., Kos'janov D. Ju. Chislennoe modelirovanie techeniy vyazkoy neszhimaemoy zhidkosti s ispol'zovaniem neyavnoy kvazimonotonnoy skhemy Godunova povyshennoy tochnosti [Mathematical modeling of fluid flow and analysis of the flow structure in the flow part of a low-pressure axial hydraulic turbine]. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy.* 2009, vol. 5, no. 4 (41), pp. 4–7.
- 20. Rusanov A. V., Yershov S. V. Matematicheskoye modelirovaniye nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashin [Mathematical modeling of non-stationary gas-dynamic processes in the flow parts of turbomachines]. Kharkov, IPMash NAN Ukrainy Publ., 2008. 275 p.

Надійшла (received) 27.08.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Русанов Андрій Вікторович (Русанов Андрей Викторович, Rusanov Andrey) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, директор ІПМаш НАН України; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1345-7010; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua

Хорєв Олег Миколайович (Хорев Олег Николаевич, Khoryev Oleg) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-6940-4183; e-mail: oleg_xo@ukr.net

Биков Юрій Адольфович (Быков Юрий Адольфович, Вукоv Yuri) – кандидат технічних наук, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-7089-8993; e-mail: bykow@ipmach.kharkov.ua

Косьянов Дмитро Юрійович (Косьянов Дмитрий Юрьевич, Kosianov Dmitry) – кандидат технічних наук, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-1359-3947; e-mail: kosyanov@ipmach.kharkov.ua УДК 621.165 / 621.11

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.04

А. Л. ШУБЕНКО, Н. Ю. БАБАК, А. В. СЕНЕЦКИЙ, V. SARAPIN

НАУЧНО-МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К СОЗДАНИЮ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ НА ОСНОВЕ УСТАНОВКИ ТУРБИН МАЛОЙ МОЩНОСТИ НА НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

Проведен анализ тенденции изменения использования топливно-энергетических ресурсов для выработки электроэнергии. Показано, что все большее внимание уделяется выработке электрической энергии на основе утилизации вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). Для упрощения решения задачи энергосбережения на этапе создания новых энергетических установок и при совершенствовании существующих объектов, имеющих в своем составе ВЭР достаточного потенциала, построена и предложена иерархическая структура комплексного методологического подхода. Методологический подход позволяет оценить целесообразность решения задачи энергосбережения на основе реализации паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах. Структура подхода представляет собой определенную совокупность и последовательность действий, начиная с анализа источника теплоты и заканчивая расчетом и подбором теплообменного и турбинного оборудования. При этом задача поиска рационального решения решается на каждом этапе формирования тепловой схемы. Согласно представленному методологическому подходу выбирается рабочее тело, формируется тепловая схема, рассчитываются теплообменники и турбина. Предложено выбирать теплообменное оборудование из существующего в нефтехимической отрасли, что позволяет снизить затраты при реализации проекта. Более сложным элементом тепловой схемы является турбина, которая в большинстве случаев требует индивидуального подхода. Это приводит к необходимости проектирования новой проточной части для каждого отдельного случая. Показана важность определения оптимальных соотношений расхода и степени расширения рабочего тела в проточной части турбины с учетом особенностей проектирования и изготовления лопаточных аппаратов. В качестве примера представлены расчетные исследования когенерационной энергетической установки, для которой получены характеристики тепловой схемы, предложены рациональные варианты теплообменного оборудования, а также подобрана оптимальная степень расширения в турбине для получения максимальной эффективности энергетической установки и технически реализуемой проточной части турбины.

Ключевые слова: вторичные энергетические ресурсы, энергосбережение, органический цикл Ренкина, тепловая схема, турбина, теплообменник, электроэнергия, когенерация.

О. Л. ШУБЕНКО, М. Ю. БАБАК, О. В. СЕНЕЦЬКИЙ, V. SARAPIN НАУКОВО-МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО СТВОРЕННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ НА ОСНОВІ ВСТАНОВЛЕННЯ ТУРБІН МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ НА НИЗЬКОКИПЛЯЧИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ

Проведено аналіз тенденції зміни використання паливно-енергетичних ресурсів для вироблення електроенергії. Показано, що все більша увага приділяється виробленню електричної енергії на основі утилізації вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР). Для спрощення вирішення задачі енергозбереження на етапі створення нових енергетичних установок і при вдосконаленні існуючих об'єктів, що мають у своєму складі ВЕР достатнього потенціалу, побудована і запропонована ієрархічна структура комплексного методологічного підходу. Методологічний підхід дозволяє оцінити доцільність вирішення задачі енергозбереження на основі реалізації паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах. Структура підходу являє собою певну сукупність і послідовність дій, починаючи з аналізу джерела теплоти і закінчуючи розрахунком та підбором теплообмінного й турбінного устаткування. При цьому завдання пошуку оптимального рішення вирішується на кожному етапі формування теплової схеми. Відповідно до представленого методологічного підходу обирається робоче тіло, формується теплова схема, розраховуються теплообмінні апарати і турбіна. Запропоновано обирати теплообмінне обладнання з існуючого у нафтохімічній галузі, що дозволяє знизити витрати на розробку нової конструкції теплообмінника. Більш складним елементом теплової схеми є турбіна, яка у більшості випадків вимагає індивідуального підходу. Це призводить до необхідності проектування нової проточної частини для кожного окремого проекту. Показана важливість визначення оптимальних співвідношень витрат і ступеня розширення робочого тіла в проточній частині турбіни з урахуванням особливостей проектування і виготовлення лопаток апаратів. У якості прикладу представлені результати розрахункових досліджень когенераційної енергетичної установки, для якої отримані характеристики теплової схеми, запропоновані раціональні варіанти теплообмінного обладнання, а також підібрано оптимальний ступінь розширення в турбіні для отримання максимальної ефективності енергетичної установки і проточної частини турбіни, що може бути технічно реалізована.

Ключові слова: вторинні енергетичні ресурси, енергозбереження, органічний цикл Ренкіна, теплова схема, турбіна, теплообмінник, електроенергія, когенерація.

O. SHUBENKO, M. BABAK, O. SENESTKYI, V. SARAPIN

SCIENTIFIC AND METHODOLOGICAL APPROACH TO THE CREATION OF ENERGY SAVING TECHNOLOGIES BASED ON THE INSTALLATION OF LOW-POWER TURBINES ON LOW-BOILING FLUIDS

The analysis of the trend of changes in the use of fuel and energy resources for generating electricity was conducted. It was shown that increasing attention is being paid to the generation of electrical energy through the utilization of secondary energy resources (SER). For the simplify the solution of the problem of energy saving at the stage of creating new energy plants and while improving existing facilities, which have in their composition SER of sufficient potential, a hierarchical structure of an integrated methodological approach was built and proposed. The methodological approach allows us to evaluate the feasibility of solving the problem of energy saving based on the implementation of steam turbine cycles on low-boiling fluids. The structure of the approach is a certain set and sequence of actions, starting from the analysis of the heat source and ending with the calculation and selection of heat-exchange and turbine equipment. In this case, the task of finding a rational solution is solved at each stage of the formation of the thermal scheme. According to the presented methodological approach, a working fluid is selected, a thermal circuit is formed, heat exchangers and a turbine are calculated. It is proposed to choose heat exchange equipment from existing in the petrochemical industry, which allows reducing costs during the implementation of the project. A more complex element of the thermal scheme is a turbine, which in most cases requires an individual approach. This leads to the need to design a new flow part for each individual case. The importance of determining the optimal consumption ratios and

© А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, V. Sarapin, 2019

the degree of working fluid expansion in the flow part of the turbine taking into account the design and manufacturing features of turbine blades is shown. As an example, computational studies of a cogeneration power plant are presented, for which the characteristics of the thermal scheme is obtained, rational options for heat exchange equipment are proposed, and the optimum degree of expansion in the turbine is selected to obtain the maximum efficiency of the energy plant and the technically feasible turbine flow part.

Keywords: secondary energy resources, energy saving, organic Rankine cycle, thermal scheme, turbine, heat exchanger, electricity, cogeneration.

Введение. На современном этапе использования топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) важной проблемой становится создание высокоэффективных энергетических установок малой мощности с целью производства электрической энергии, в том числе на основе турбинных циклов на низкокипящих рабочих телах (НРТ) при утилизации вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) [1–5].

Современная мировая тенденция использования ТЭР (В) показывает, что повышению доли ВЭР в общем балансе генерации электроэнергии уделяется все большее внимание (рис. 1) [6–8].

технологических В некоторых процессах потенциал ВЭР может быть значительным и направлен в другие энергетические процессы для ВЭР использования. по основным вилам энергетического потенциала И способа ИХ использования делятся на горючие, тепловые и избыточного давления [9].

литературных источниках описываются В возможности внедрения органических циклов Ренкина (ОРЦ), однако не уделяется достаточного внимания используемым методологическим подходам рационального формирования тепловой схемы и ее составных элементов. Кроме того, в литературе не акцентируется внимание на возможности технической реализации данных проектов, а также оценке конструктивных особенностей составных элементов [2, 4, 5].При тепловой схемы определении термодинамической эффективности энергетической системы КПЛ элементов схемы принимается максимальным по общим принятым значениям без учета особенностей конструкции [10]. Однако, соотношения параметров теплоносителя (например, расхода и отношения давлений) могут оказать существенное влияние на КПД составных объектов схемы и возможности конструктивной реализации [11].

Расход рабочего тела, давление на входе и выходе турбины оказывают существенное влияние на геометрию проточной части. Поэтому, при создании и внедрении турбинных циклов на НРТ важным является определение рациональных расходов и параметров теплоносителя в замкнутом цикле для обеспечения максимальной экономичности энергетической установки.

Таким образом. формирование методологического подхода к построению и расчету тепловых схем и их основных составных элементов является необходимым как на этапе создания новой установки. энергетической так и при совершенствовании существующего объекта, имеющего в своем составе ВЭР достаточного потенциала

Цель работы. Работа посвящена изложению методологического подхода к созданию паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах и оценке конструктивных особенностей основных элементов тепловой схемы.

Формирование методологического полхола утилизации ВЭР выработки пелью С электроэнергии. Формирование научно обоснованной методологии выбора НРТ и тепловых схем турбинных циклов, в зависимости от потенциала ВЭР для выработки электрической энергии, является крайне важным при повышении энергоэффективности технологических процессов различных отраслей народного хозяйства. Такая методология позволяет определить расходные И параметрические характеристики основных потоков теплоты, выбрать основании этих характеристик основное на И вспомогательное оборудование, мошность и геометрию составных элементов тепловых схем в зависимости от потенциала теплового источника и его работы. Авторами построена режима И предложена иерархическая структура комплексного методологического подхода решения этой задачи, которая включает в себя определенную последовательность анализа и расчета существующих объектов, выбора и рекомендаций по внедрению возможных энергосберегающих технических решений (рис. 2, 3).





ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)



Рис. 2. Иерархическая структура верхнего уровня комплексного научно-методологического подхода к построению и расчету тепловых схем и их основных составляющих элементов (технико-экономическое обоснование)



Рис. 3. Иерархическая структура нижнего уровня комплексного научно-методологического подхода к построению и расчету тепловых схем и их основных составляющих элементов

Сформированный и приведенный комплексный научно-методологический обобщает подход существующие разработанные авторами И математические модели и методы для создания энергосберегающих технологий с использованием турбин малой мощности для объектов народного хозяйства. Построенная позволяет структура упорядочить выполнение расчетных исследований по опенке целесообразности внедрения энергосберегающего мероприятия и определению массогабаритных И термогазодинамических характеристик элементов тепловой схемы.

Выбор рабочих тел при построении и расчете тепловых схем и их элементов. Рассмотрим далее подробно подход к реализации пунктов представленной иерархической структуры.

На первом этапе решения задачи выполняются некоторые предварительные оценки возможностей создания энергосберегающей технологии на основе имеющихся параметров исходного объекта.

Далее осуществляется подбор рабочего тела в соответствии с предъявляемыми к ним требованиями:

• *термодинамические* – низкая температура кипения при атмосферном давлении; давление

конденсации выше атмосферного; хорошая теплопроводность; малая вязкость, что обеспечивает уменьшение гидравлических потерь и местных сопротивлений при его движении в системе;

• экологические – озонобезопасность, низкий потенциал глобального потепления и нетоксичность;

• *экономические* – наличие товарного производства, доступная (низкая) цена;

• эксплуатационные – термохимическая стабильность, химическая совместимость с материалами, негорючесть, токсичность, взрывобезопасность и т. д.

Найти НРТ, которые будут в полном объеме отвечать перечисленным критериям практически невозможно, но необходимо подбирать рабочие тела, которые будут отвечать максимальному количеству требований.

Моделирование тепловых процессов в энергетических установках и их составных элементах требует максимально точного определения теплофизических свойств рабочих тел. Выбор полходящих vpавнений состояния позволяет максимально приблизить результаты расчетных характеристикам исследований натурным к энергогенерирующей установки.

Исходя из опыта и анализа литературных источников для расчета физических свойств углеводородов (фреоны являются их производными) и их смесей используется уравнение состояния Пенга-Робинсона [12, 13]:

$$P = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a \cdot \alpha(T)}{v^2 + 2 \cdot b \cdot v - b^2};$$

$$\alpha(T) = \{1 + (0,37464 + 1,5422 \cdot \omega - 0,26992 \cdot \omega^2)[1 - \sqrt{T/T_c}]\}^2,$$

где *P* – давление; *T* – температура; *v* – молярный объем; R – газовая постоянная; a, b – постоянные отталкивания). коэффициенты (притяжения И определяемые для конкретного вещества; $\alpha(T)$ – универсальная функция, зависящая ОТ двух индивидуальных параметров, характеризующих свойства той или иной конкретной жидкости: критической температуры (Т_с) и, так называемого, ацентрического фактора (ω).

Решение задачи определения индивидуальных коэффициентов для уравнения состояния Пенга-Робинсона позволяет рассчитывать PVT-свойства и хорошо описывать фазовые превращения [13].

При моделировании тепловых схем, проточных частей турбин и теплообменников, свойства рабочих тел строятся в виде табличных зависимостей от давления (*P*) и температуры (*T*) и расположены в отдельном файле: энтальпия I = f(P, T); энтропия S = f(P, T); плотность $\rho = f(P, T)$; кинематическая вязкость $\nu = f(P, T)$; показатель адиабаты k = f(P, T).

В процессе расчета газодинамических и геометрических характеристик физические свойства рабочего тела учитываются путем обращения к

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 таблице, промежуточные значения определяются путем двухмерной линейной интерполяции.

Формирование и моделирование тепловых схем. Формирование тепловых схем на НРТ осуществляется на основе определения потенциала бросовой теплоты или потребительской необходимости при сжигании различных видов топлив. Общеизвестно, что наиболее рациональным является создание когенерационных установок, но такие установки реализуются только при наличии потребителя теплоты. При его отсутствии в летний период установка работать не сможет. Для увеличения коэффициента использования теплоты сжигаемого топлива в качестве одного из возможных решений авторами предложен вариант реализации последовательно подключенных замкнутых паротурбинных циклов представляющих так называемую каскадную тепловую схему (каскадное подключение). Это позволяет использовать скрытую теплоту конденсации в последующем контуре с другим веществом, но уже с меньшим температурным потенциалом (рис. 4). Ограничением в увеличении количества каскадов служат параметры охлаждающей среды для конденсации рабочего тела последнего контура.



Рис. 4. Принципиальная тепловая схема двухкаскадного паротурбинного цикла на НРТ:

I, *II* – первый и второй контур; 1, 6 – турбина;

7 – электрогенератор; 3 – теплообменник-конденсатор;
 4 – конденсатный насос; 5 – котел; 8 – конденсатор;
 9 – конденсатный насос; 10 – конденсатор (бойлер)

Заметим, что при сохранении общей идеи в каждом конкретном случае компоновка схемы может меняться.

Электрическая мощность многокаскадной установки составит

$$N_{\rm ycr}^{\mathfrak{I}} = \sum_{i=1}^{n} N_{\rm kack\,i}^{\mathfrak{I}} ,$$

где $N_{\text{каск i}}^{9}$ – электрические мощности соответствующего каскада; n – количество каскадов.

Применительно к двухкаскадной когенерационной тепловой схеме теплота от первого контура, передаваемая тепловому потребителю равняется площади 3`-3-11-11`-3`, а площадь 11`-11-2-2`-11` равняется теплоте, передаваемой второму
контуру (рис. 5). Потеря теплоты с недогревом в теплообменнике 3 ограничивается площадью 9-11-2-6-10-9 (рис. 5). Теплота, воспринимаемая вторым контуром, будет равна площади $11^{-}9-10-6-7^{-}-11^{-}$. В тепловой схеме такого типа потеря теплоты в конденсаторе последнего контура будет равной площади $11^{-}8-7-7^{-}-11^{-}$. Совершаемая работа вторым контуром будет равна площади 8-9-10-6-7-8.

Как показано на рис. 5, особенностью низкокипящих рабочих тел является то, что процесс расширения заканчивается в области перегретого пара, в связи с этим перед началом конденсации НРТ необходимо охладить до линии насыщения пара (2–2^{\colorevillent}и 7–7^{\colorevillent}). Необходимо учитывать также наличие недогрева в теплообменном оборудовании (Θ).



Рис. 5. Идеальный паротурбинный двухконтурный цикл на НРТ в *T*, *S*-диаграмме

Электрический КПД брутто для многокаскадной тепловой схемы будет равен:

$$\eta_{n \text{ yct.}}^{\mathfrak{I}} = \frac{\sum_{i=1}^{n} N_{\text{каск i}}^{\mathfrak{I}}}{Q_{\text{подв}}}$$

где $Q_{\text{подв}}$ – количество подведенного тепла в цикле.

Согласно классической теории создания бинарных установок электрическая мощность каждого последующего каскада будет составлять 40-50 % по отношению к предыдущему без сжигания дополнительного топлива [14], при этом усложняется тепловая схема, стоимость реализации данного проекта будет расти не пропорционально количеству каскадов, что ограничивает экономическую целесообразность реализации большого числа каскадов.

Определенные свойства выбранных рабочих тел используются для компоновки тепловых схем и дальнейших расчетов термодинамической эффективности энергетических установок и их составляющих элементов.

Численные исследования проводятся с использованием математической модели И программного комплекса для расчета тепловых схем, разработанного в ИПМаш НАН Украины, И адаптированный авторами для решения задач моделирования органических циклов Ренкина [15].

В общем виде базовая математическая модель записывается

$$MG = (G, P_n)$$
,

где $G = \langle U, V \rangle$ – составной объект; $U = \{ \alpha_j, j = 1, 2, ..., n \}$ – множество информационных моделей компонент; $V \subset U \times U$ – связи между информационными моделями компонент; P_n – связи между составными объектами.

Математическая модель состоит из множества подмоделей

$$\alpha_j = \langle k_j, B_j, Y_j, \Gamma_j \rangle,$$

где $k_j \in K$ – условное имя компоненты, K – множество кодов элементов; $B_j = \langle X_1, ..., X_n \rangle$ – упорядоченное множество физических свойств; $\Gamma_j = \langle P_1, ..., P_n \rangle$ – упорядоченное множество геометрических свойств; $Y_j = \langle H_1, ..., H_n \rangle$ – упорядоченное множество полюсов элемента.

Экономическое обоснование реализации турбинного цикла. Согласно верхнего иерархического уровня предложенной структуры основным результатом является принятие решения по необходимости проведения дальнейших детальных расчетных исследований элементов тепловой схемы. Такое решение принимается путем проведения ТЭО, что позволяет определить целесообразность решения задачи энерго- и ресурсосбережения при внедрении турбинных циклов [15].

Авторами выполнено совершенствование и адаптация существующей модели расчета техникоэкономических показателей путем учета утилизации ВЭР.

При использовании горючих ВЭР основной составляющей в стоимости тепловой и электрической энергии является топливная. Особенностью использования тепловых вторичных энергетических отсутствие ресурсов является топливной составляющей в себестоимости получаемой тепловой и электрической энергии. Объем и эффективность ВЭР определяется использования возможной тепловой и электрической выработкой холода. энергии в утилизационной установке.

Возможна выработка энергии в утилизационной установке за счет тепловых ВЭР:

- теплоты

$$Q_{\mathrm{T}} = G_{\mathrm{B} \ni \mathrm{P}} \cdot (c_{\mathrm{p}1}t_1 - c_{\mathrm{p}2}t_2) \cdot k_{\mathrm{M} \mathrm{T}} \cdot \tau_{\mathrm{rog}} \cdot \eta_{\mathrm{y} \mathrm{y}},$$

где G_{ВЭР} – количество энергоносителя, проходящей через утилизационную установку; t1 – температура энергоносителя на выходе из источника ВЭР; cp1 теплоемкость энергоносителя при температуре t₁; t₂ энергоносителя поступающего на температура следующую стадию технологического процесса после утилизационной установки, или температура окружающей теплоемкость среды; c_{p2} _ энергоносителя при температуре t_2 ; $k_{\mu \tau}$ – коэффициент

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 использования установленной тепловой мощности; τ_{rog} – календарная продолжительность года в часах; $\eta_{y y}$ – КПД утилизационной установки;

- электроэнергии

$$N_{\mathfrak{H}} = G_{\mathfrak{B}\mathfrak{H}} \cdot (c_{\mathfrak{p}1}t_1 - c_{\mathfrak{p}2}t_2) \cdot k_{\mathfrak{H}\mathfrak{H}} \cdot \tau_{\mathfrak{r}\mathfrak{o}\mathfrak{d}} \cdot \eta_{\mathfrak{y}\mathfrak{y}} \cdot \eta_{\mathfrak{T}} \cdot \eta_{\mathfrak{M}} \cdot \eta_{\mathfrak{r}},$$

где $k_{\mu,3}$ – коэффициент использования установленной электрической мощности; η_{τ} – КПД турбины; η_{M} , η_{Γ} – механический и электрический КПД турбоустановки; - холода

лода

$$Q_{\rm X} = Q_{\rm T} \cdot \varepsilon,$$

где є – холодильный коэффициент.

Полученная мощность позволит предприятию провести замещение покупной энергии энергией собственного производства полностью или частично

$$\begin{split} & Q_{\rm T}^{\rm adp} = Q_{\rm T}^{\rm BHeIIIH} - Q_{\rm T}^{\rm cofoctb}; \\ & N_{\rm B}^{\rm adp} = N_{\rm B}^{\rm BHeIIIH} - N_{\rm B}^{\rm cofoctb}; \\ & Q_{\rm X}^{\rm adp} = Q_{\rm X}^{\rm BHeIIIH} - Q_{\rm X}^{\rm cofoctb}, \end{split}$$

где $Q_{\rm T}^{\rm sop}$, $N_{\rm S}^{\rm sop}$, $Q_{\rm X}^{\rm sop}$ – положительный эффект от производства собственной тепловой, электрической энергии и холода; $Q_{\rm T}^{\rm внешн}$, $N_{\rm S}^{\rm внешн}$, $Q_{\rm X}^{\rm внешн}$ – количество энергии, приобретаемой от внешних потребителей; $Q_{\rm T}^{\rm co6crb}$, $N_{\rm S}^{\rm co6crb}$, $Q_{\rm X}^{\rm co6crb}$ – количество энергии, вырабатываемой при использовании ВЭР.

В связи с тем, что топливная составляющая отсутствует, основным критерием оценки экономической эффективности использования ВЭР является значение срока окупаемости внедряемых энергосберегающих мероприятий

$$\tau_{\rm ok} = \frac{k_{\rm T} + k_{\rm B} + k_{\rm X}}{\Pi \rm p}$$

где $k_{\rm T}$, $k_{\rm 3}$, $k_{\rm X}$ – капитальные вложения в тепло-, электрогенерирующую и холодильную установки; Пр – прибыль предприятия от реконструкции и модернизации за год.

Таким образом, проводится оценка экономической целесообразности капитальных вложений в реализацию проекта при использовании ВЭР, внедрение возможно при условии допустимых значений срока окупаемости (на современном этапе развития экономики предполагается, что τ_{ok} не должен превышать трех лет).

При формировании задания для нижнего уровня комплексного научно-методологического подхода необходимо учитывать, что основное оборудование (турбины и теплообменники) для тепловой схемы можно выбрать из существующего на рынке, или проектировать новое. Для оценки тепловых и массогабаритных характеристик турбин и теплообменников необходимо проводить соответствующие расчеты.

Построение и расчет проточных частей турбин. Выбор структуры проточных частей турбин

базируется на основе общеизвестных подходов к проектированию меридиональных обводов и построению профилей направляющих и рабочих лопаток [16].

Ограничением служат:

- допустимая степень расширения в проточной части (P_1/P_2) ;

- отношения скоростей u/c_0 для осевых турбин принимается от 0,45 до 0,55, радиально-осевых – 0,6–0,7;

- минимально допустимая высота лопаточных аппаратов первой ступени осевой турбины не менее 10 мм, радиально-осевой турбины – 5 мм;

- минимизация числа ступеней;

 частота вращения ротора турбины, которая обусловлена обеспечением минимально необходимой высоты лопаток и возможности изготовления и обеспечения надежности работы энергетической установки;

- максимальное увеличение коэффициента парциальности подвода пара;

- получение максимального КПД.

Эти ограничения являются основополагающими при выборе и расчете проточных частей турбин различных типов.

В качестве исходных данных для проведения расчета проточных частей турбин служат давление (P_0) и температура (T_0) на входе, давление на выходе (P_2) , массовый расход (G) рабочего тела через турбину и частота вращения ротора (n). Количество ступеней (Z) и коэффициент распределения давления по степеням (k_{π}) выбираются на основании проведения предварительных расчетов с целью достижения максимальной эффективности.

С учетом общепринятых подходов к моделированию проточных частей турбин оценивается эффективность работы каждой ступени, что впоследствии позволяет получить мощность электрогенерирующей установки

$$N_{\mathrm{T}} = \sum_{i=1}^{n} G_{i} \cdot \left(H_{\mathrm{ad}}\right)_{i} \cdot \eta_{i} ,$$

где $N_{\rm T}$ – мощность на валу турбины; *i* – номер ступени; *G* – массовый расход рабочего тела; $H_{\rm ag}$ – адиабатический тепловой перепад степени; η – КПД ступени.

Результаты одномерного расчета позволяют за короткий промежуток времени получить геометрические характеристики и эффективность проточной части, которые являются исходными данными для дальнейшего проведения 3D расчетов проточной части турбины, с целью определения ее уточненных газодинамических характеристик.

Расчет и выбор теплообменников. Расчет теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы энергетической установки, осуществляется путем последовательного решения алгебраических уравнений. Благодаря такому подходу определяются его основные тепловые и массогабаритные характеристики. По значениям температур вход-выход греющего и нагреваемого теплоносителей в теплообменных аппаратах определяется температурный напор в нем

$$\Delta t_{\text{HAIT}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

где Δt_1 , Δt_2 – большее и меньшее значение из двух разниц температур.

С учетом физических свойств теплоносителя находится число Рейнольдса

$$\operatorname{Re} = \frac{W \cdot d}{v}$$

где W – скорость потока; d – диаметр трубки; v – кинематическая вязкость.

По критериальным уравнениям теплообмена, в зависимости от характера движения среды, вычисляется число Нуссельта

$$\operatorname{Nu} = a \cdot \operatorname{Re}^{b} \cdot \operatorname{Pr}^{c}$$
,

где *a*, *b*, *c* – коэффициенты, зависящие от степени турбулентности потока; Pr – число Прандтля.

Определяется значение коэффициента теплоотдачи для каждого из теплоносителей

$$\alpha = \frac{\mathrm{Nu} \cdot \lambda}{d} \; ,$$

где $\lambda-$ коэффициент теплопроводности.

Коэффициент теплопередачи определяется как

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{\rm cT} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где $R_{\rm ct}$ – термическое сопротивление стенки.

Выбирается диаметр, шаг, количество рядов труб, поверхность теплообмена, что позволяет в результате оценить значение суммарных гидравлических потерь давления в каждом из потоков, при этом разбив его на элементарные типичные участки

$$\Delta p = \sum_{i=1}^{n} \left(\rho \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \zeta \right)_i,$$

где ρ – плотность рабочей среды; W – скорость потока; ζ – коэффициент сопротивления элементарного участка; *i* – порядковый номер элементарного участка; *n* – количество элементарных участков.

Расчетные исследования по определению тепловых массогабаритных И характеристик теплообменного оборудования проводятся с учетом реальных термодинамических свойств рабочих тел. расчетной Особенностью модели является возможность сопоставления полученных результатов с характеристиками разработанных теплообменников нефтехимической И других отраслей

промышленности. При разработке проекта такой подход позволяет снизить:

- временные затраты на проектирование

$$\tau_{np} \rightarrow \tau_{np}^{MUH};$$

- денежные расходы на проектирование

$$K_{\rm np} \to K_{\rm np}^{\rm Muh}$$

За базу берутся ГОСТы и технические условия (ТУ) производителей [17], также возможно добавление в базу других стандартов.

Из нескольких вариантов теплообменников на основании проведенных расчетных исследований предлагается наиболее рациональная конструкция, удовлетворяющая как по величине гидравлического массогабаритным сопротивления, по так И параметрам. В случае отсутствия теплообменника, подходящего по расходным И тепловым характеристикам, возникает необходимость в проектировании нового теплообменника.

Пример реализации задачи формирования тепловой схемы и выбора ее основных элементов. В качестве примера реализации предложенного научно-методологического подхода рассмотрим создание двухкаскадной ОРЦ установки.

Институтом проточных машин Польской академии им. Р. Шевальського наук проведен ряд исследований по выбору рабочего тела для энергетической установки с учетом особенностей их рынка. В качестве рабочего тела в ОРЦ на биомассе выбрано MDM [18]. Данная установка работает только в зимний период времени в Предложен когенерационном режиме. вариант совершенствования когенерационной установки путем реализации второго каскада и изменения параметров MDM на выходе из турбины, что позволит конденсировать его при давлении близком к атмосферному. Некоторые частные аспекты решения этой комплексной задачи рассматривалась предыдущих работах авторов [13, 15].

Как отмечалось ранее, при выборе рабочего тела для турбин ОРЦ контура необходимо удовлетворить соответствующим требованиям. Предпочтение отдается НРТ, которое удовлетворяет большинству перечисленных требований, с учетом ограничений на условия работы конкретной машины. При выборе рабочего тела для второго каскада рассмотрен ряд НРТ, перечень которых не ограничивается представленными в табл. 1.

учетом особенностей рабочего С тела. выбранного для реализации во втором каскаде, и характеристик рабочего тела первого каскада, сформирована И предложена соответствующая тепловая схема двухкаскадной энергетической установки (рис. 6). Начальные параметры пара для второго каскада выбирались в соответствии с температурой источника теплоты. Также одним из условий являлось то, что действительный процесс расширения пара должен заканчиваться вблизи пограничной кривой сухости. По результатам анализа исходной тепловой схемы и рассмотренных рабочих тел выбрано HPT – R-600a.

Основные термодинамические характеристики рассматриваемой тепловой схемы представлены в табл. 2 – 6.

Молекулярная масса, г/моль	<i>t</i> _{кип} *, °С	$t_{\kappa p}^{**}, ^{\circ}C$	$p_{\kappa p}$ **, бар	ODP	GWP	ГБ
102,03	- 22,5	101,10	40,67	0	1300	A1
100,49	- 9,2	136,8	41,5	0,065	2000	A2
89,6	- 32,7	116,5	48,8	0,043	8500	A2
58,12	- 11,8	135,92	36,84	0	20	A3
	Молекулярная масса, г/моль 102,03 100,49 89,6 58,12	Молекулярная масса, г/моль $t_{\rm кнп}^*$, °С 102,03 - 22,5 100,49 - 9,2 89,6 - 32,7 58,12 - 11,8	Молекулярная масса, г/моль $t_{кип}^*$, °С $t_{кр}^{**}$, °С 102,03 - 22,5 101,10 100,49 - 9,2 136,8 89,6 - 32,7 116,5 58,12 - 11,8 135,92	Молекулярная масса, г/моль $t_{\rm кип}^*$, °C $t_{\rm кp}^{**}$, °C $p_{\rm кp}^{**}$, бар 102,03 - 22,5 101,10 40,67 100,49 - 9,2 136,8 41,5 89,6 - 32,7 116,5 48,8 58,12 - 11,8 135,92 36,84	Молекулярная масса, г/моль $t_{\rm кнп}^*$, °C $t_{\rm kp}^{**}$, °C $p_{\rm kp}^{**}$, бар ODP 102,03 - 22,5 101,10 40,67 0 100,49 - 9,2 136,8 41,5 0,065 89,6 - 32,7 116,5 48,8 0,043 58,12 - 11,8 135,92 36,84 0	Молекулярная масса, г/моль $t_{кип}^*$, °С $t_{кp}^{**}$, °С p_{kp}^{**} , бар ODP GWP 102,03 -22,5 101,10 40,67 0 1300 100,49 -9,2 136,8 41,5 0,065 2000 89,6 -32,7 116,5 48,8 0,043 8500 58,12 -11,8 135,92 36,84 0 20

Таблица 1 – Основные свойства рассмотренных НРТ

* – температура кипения при атмосферном давлении; ** – критическая величина;

ОDP, GWP, ГБ – озоноразрушающий потенциал, потенциал глобального потепления, группа безопасности



Рис. 6. Двухкаскадная энергетическая установка:

I – первый контур (промежуточный); II – второй контур (энергетический); III – третий контур (теплоснабжение и ГВС);
 IV – четвертый контур (энергетический); V – пятый контур (система конденсации рабочего тела); 1 – циркуляционный насос; 2 – котельный агрегат; 3 – испаритель; 4, 12 – турбина; 5, 13 – электрогенератор; 6 – рекуператор; 7 – бойлерная установка; 8 – сетевой насос; 9, 15 – питательный насос;10, 11 – испаритель и подогреватель НРТ второго конура; 14 – конденсатор; 16 – циркуляционный насос системы охлаждения

Таблица 2 – Параметры контура масла	Shell Thermia B (I)
-------------------------------------	---------------------

Парамотр	Бл. ном		Показатель	
Параметр	ЕД. ИЗМ.	Циркуляционный насос (1)	Котельный агрегат (2)	Испаритель (3)
Давление масла на входе	МПа	0,94	1,0	0,97
Давление масла на выходе	МΠа	1,0	0,97	0,94
Температура масла на входе	°C	178	178	300
Температура масла на выходе	°C	178	300	178
Расход масла	кг/с	1,5	1,5	1,5
КПД	%	75	_	-
Тепловой поток масла	кВт	_	520	510
Мощность	кВт	0,2	—	—

Таблица 3 – Параметры контура MDM (II)

			Показатель						
Параметр	Ед. изм.	Испари- тель (3)	Турби- на (4)	Электроге- нератор(5)	Рекуператор (6)	Бойлер (7)	Испари- тель (9)	Подог- реватель (10)	Пита- тельный насос (11)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Давление MDM на входе	МПа	1,23	1,2	_	По греющей стороне – 0,09. По нагреваемой стороне – 1,233	0,089	0,089	0,088	0,087
Давление MDM на выходе	МПа	1,2	0,09	_	По греющей стороне – 0,089. По нагреваемой стороне – 1,230	0,088	0,088	0,087	1,233

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019

ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура МDМ на входе	°C	154	280	_	По греющей стороне – 251. По нагреваемой стороне – 147	245	245	147	147
Температура МDМ на выходе	°C	280	251	-	По греющей стороне – 245. По нагреваемой стороне – 154	147	147	147	147
Расход MDM	кг/с	1,25	1,25	_	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Тепловой поток MDM	кВт	500	_	_	18	468	272	196	—
КПД	%	-	80	97	_	-	_	-	75
Мощность	кВт		40	39	_	-	-	-	3,0

Таблица 4 – Параметры контура теплоснабжения и горячего водоснабжения (III)

Парамотр	Ел. ном	Показатель				
Параметр	ЕД. ИЗМ.	Бойлер (7)	Hacoc (8)			
Давление СВ на входе	МПа	0,2	0,15			
Давление СВ на выходе	МПа	0,19	0,2			
Температура СВ на входе	°C	45	45			
Температура СВ на выходе	°C	80	45			
Расход СВ	кг/с	3,0	3,0			
Тепловой поток	кВт	468	_			
КПД	%	-	75			
Мощность	кВт	_	0,2			

Таблица 5 – Параметры контура R-600a со степенью расширения в турбине 9,3 (IV)

		Показатель							
Параметр	Ед. изм.	Подогрева- тель (10)	Испари- тель (11)	Турбина (12)	Электро- генератор (13)	Конден- сатор (14)	Питательный насос (15)		
Давление R-600а на входе	МΠа	3,28	3,265	3,25	_	0,35	0,349		
Давление R-600а на выходе	МПа	3,265	3,25	0,35	-	0,349	3,28		
Температура R-600а на входе	°C	27	93	128	—	44,5	25		
Температура R-600а на выходе	°C	93	128	43	_	25	27		
Расход R-600a	кг/с	1,1	1,1	1,1	-	1,1	1,1		
Тепловой поток R-600a	кВт	193	269	-		400	_		
КПД	%	-	-	80	97	-	75		
Мощность	кВт	_	_	72	70	_	7,8		

Таблица 6 – Параметры водяного контура (V)

Породотр	En vov	Показатель					
Параметр	Е Д. ИЗМ.	Конденсатор (14)	Циркуляционный насос (16)				
Давление воды на входе	МПа	0,13	0,1				
Давление воды на выходе	МПа	0,1	0,13				
Температура воды на входе	°C	20	20				
Температура воды на выходе	°C	25,2	20				
Расход воды	кг/с	18,5	18,5				
Тепловой поток воды	кВт	392	_				
КПД	%	_	75				
Мощность	кВт	_	1,0				

Проведены расчетные исследования влияния степени расширения рабочего тела в турбине на эффективность контура при постоянном подводе теплоты (рис. 7).

В результате расчетных исследований получен максимальный КПД контура (IV) при степени расширения в турбине близком к 10. При этом на основании предварительных проектных расчетов и возможности изготовления (которые проводятся на последующих этапах) было определено рациональное значение степени расширения равное 9,3. При таком условии термодинамическая эффективность контура незначительно ниже оптимального значения, но проточная часть турбины может быть конструктивно реализована без затруднений.

Для рассматриваемого варианта в качестве ВЭР служат возобновляемые топливные ресурсы, базирующиеся на местном топливе (МТ). Стоимостным показателям МТ и возможности комбинирования имеющихся топлив разного вида

уделено большое внимание в [15]. Для предлагаемого варианта тепловой схемы энергетической установки с учетом особенностей рынка топлива Украины применительно к мини-ТЭЦ целесообразно рассмотреть цены условного топлива $c_{y.t.}$ 40, 60, 80 USD/т без НДС.



Рис. 7. Эффективность контура с рабочим телом R-600a в зависимости от степени расширения в турбине

При производстве тепловой и электрической энергии основными составляющими являются персонала стоимость топлива И зарплата с начислениями. Все расчеты ведутся без учета НДС. Установленная электрическая мощность двухкаскадной энергоустановки составляет 100 кВт.

КПД котла на биомассе ($\eta_{\kappa} = 0.85$) и тепловая мощность подведенная в котле ($Q_{\kappa} = 500 \text{ kBr}$) к 1-му каскаду задаются постоянными в течение года. Вычислим часовой расход условного топлива на мини-ТЭЦ $b_{y.t.}$ при таких условиях:

$$b_{\rm y.r.} = \frac{Q_{\kappa}}{\eta_{\kappa}} \frac{3600}{4,1893 \cdot 7000} = \frac{500 \cdot 3,6}{0,85 \cdot 29,32} = 72,21$$
 кг/ч.

Зная стоимость условного топлива $c_{y.r.}$, задавшись коэффициентом использования оборудования $k_{\mu} = 0.95$ и среднюю продолжительность месяца $\tau_{\text{мес}} = 730$ ч, несложно вычислить месячные затраты на мини-ТЭЦ на топливо $3_{\text{т мес}}$ (курс, 1 USD = 25 грн)

$$3_{\text{T Mec}} = b_{\text{y.t.}} \frac{c_{\text{y.t.}} \cdot 25}{1000} k_{\text{H}} \tau_{\text{Mec}} =$$

=72,21·25·0,95·0,730· $c_{y.т.}$ =1252· $c_{y.т.}$ грн/мес.

Месячную зарплату персонала (12 человек) мини-ТЭЦ с начислениями оценим в 60 тыс. грн. Принимая, что доля затрат на топливо и персонал составляет 90 % всех месячных расходов на мини-ТЭЦ, можно вычислить остальные.

В табл. 7 в качестве примера приведены результаты годовой хозяйственной деятельности предлагаемой мини-ТЭЦ при условии $c_{y.т.} = 40 \text{ USD/T}$ без НДС [15]. В качестве периода работы установки в течение года взяты средние значения продолжительности времен года и суток для Украины. Расчеты проводятся на основе часовых показателей.

Результаты в табл. 7 показывают, что себестоимость электроэнергии в когенерационных режимах работы энергоустановки низкая и лежит в диапазоне 0,354–0,905 грн/(кВт·ч). Себестоимость выработки электроэнергии летом в ночное время, когда горячее водоснабжение (ГВС) отсутствует (конденсационный режим), увеличивается до 1,811 грн/(кВт·ч) (близко к стоимости в сети, но все же ниже). В отопительный период себестоимость отпускаемой тепловой энергии является конкурентной. Себестоимость же ГВС в летний период 1053,71 грн/Гкал. При _ расчете себестоимости теплоснабжения (ГВС) содержание тепловых сетей не учитывалось.

Данные табл. 7 позволяют оценить результаты годовой хозяйственной деятельности предлагаемой мини-ТЭЦ. Результаты такого расчета для удельной стоимости оборудования мини-ТЭЦ 2000 USD/кВт представлены в табл. 8.

Из табл. 8 при заданных ценах на энергоносители (условное топливо, электроэнергия, теплота) и удельную электрическую мощность установки простой срок окупаемости мини-ТЭЦ составляет 2,2 года.

Также проведены расчетные исследования по оценке влияния стоимости энергоносителей на сроки окупаемости мини-ТЭЦ электрической мощностью 100 кВт (рис. 8).

Рис. 8 показывает, что при цене 2000 USD/кВт реализация мини-ТЭЦ установленной электрической мощностью 100 кВт является перспективной в широком диапазоне цен условного топлива. Необходимо учитывать, что значительное влияние на

	Режим								
Наименование величины	Лето		Переходной	Начало зимы	Зима				
	день	ночь	1	2	3				
Продолжительность режима, час	3615	951	669	1514	2007				
Затраты на условное топливо в час, грн/ч	72,21								
Фонд зарплаты с начислениями за час, грн/ч	82,19								
Расходы мини-ТЭЦ в час, грн/ч	171,56								
Производство тепловой мощности, Гкал/ч	0,110	0,0	0,200	0,280	0,400				
Доля теплоты на генерацию электроэнергии	0,367	1,0	0,247	0,193	0,155				
Генерация электроэнергии для потребителей, кВт	72	100	60	50	46				
Расходы на мини-ТЭЦ за расчетный период, тыс. грн	275	72	51	115	153				
Себестоимость электроэнергии, грн/(кВт·ч)	0,905	1,811	0,618	0,481	0,354				
Себестоимость тепла, грн/Гкал	1053,71	0,0	719,41	559,98	411,62				

Таблица 7 – Результаты расчета себестоимости отпускаемой от мини-ТЭЦ электроэнергии и теплоты

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019

	Режим									
Наименование величины	Ле	ето	Переходной	Начало зимы	Зима					
	день	ночь	1	2	3					
Продолжительность режима, час	3615	951	669	1514	2007					
Производство электроэнергии за период, тыс. кВт-ч	260,28	95,10	40,27	76,46	93,33					
Годовое производство электроэнергии, тыс. кВт-ч			565,44	4						
Производство теплоты за период, Гкал	397,65	0	133,8	423,92	802,8					
Годовое производство теплоты, Гкал	теплоты, Гкал 1758,17									
Цена электроэнергии 2-го класса в сети, в том числе НДС, грн/(кВт·ч)	2,00									
Цена теплоты для потребителей, в том числе НДС, грн/Гкал			2000							
Финансовые показатели за время режима, тыс. грн	441,90	- 13,72	168,97	559,79	1130,09					
- от продажи электроэнергии, тыс. грн	198,16	- 13,72	42,23	90,64	122,54					
- от продажи тепла, тыс. грн	186,8	0	126,74	469,15	1007,55					
Всего годовой доход, тыс. грн	2287,03									
Инвестиции, тыс. грн	2000 x 25 x 100 = 5000									
Простой срок окупаемости, год	2,2									

Таблица 8 – Годовые технико-экономические показатели рассматриваемой мини-ТЭЦ

срок окупаемости энергоустановки оказывает наличие теплового потребителя, т. к. работа в чисто конденсационном режиме не будет иметь положительного экономического эффекта.

После оценки целесообразности реализации проекта переходим ко второму иерархическому уровню – детальному анализу основных элементов тепловой схемы энергетической установки.



— — — – [c_e] = 2,0 грн/(кВт·ч), [c_Q] = 2000 грн/Гкал; — — — – [c_e] = 2,2 грн/(кВт·ч), [c_Q] = 2200 грн/Гкал

Как было сказано ранее, сложности могут возникнуть при проектировании турбин. Существуют

ограничения, влияющие на эффективность и возможность реализации турбин.

Расчет проточной части турбины с рабочим телом MDM подробно рассмотрен в [19, 20]. В связи с этим остановим свое внимание на расчете проточной части турбины с R-600a с целью оценки ее геометрических характеристик и эффективности работы при заданных условиях, а также поиску рациональной конструкции проточной части.

Исходными данными для расчета проточной части второго каскада служат данные из теплового расчета (табл. 5).

Проведены расчетные исследования проточной части турбины второго контура (R-600a). В процессе расчета варьировался тип турбины (осевой и радиально-осевой) и количество ступеней. В результате получена рациональная конструкция турбины, состоящая из двух ступеней радиально-осевого типа (табл. 9).

Такая конструкция позволяет значительно уменьшить массогабаритные характеристики по сравнению с турбиной осевого типа с количеством ступеней 7 шт. Промежуточное давление между ступенями выбиралось исходя из условий равенства частоты вращения рабочих колес, снижения парциального подвода пара к рабочему колесу и др.

Таблица 9 – Характеристики проточной части радиально-осевой двухступенчатой турбины

Паналата	F	Показ	затель
Параметр	ЕД. ИЗМ.	Первая ступень	Вторая ступень
Давление на входе	МПа	3,25	1,066
Давление на выходе	МПа	1,066	0,35
Температура на входе	°C	128	76,8
Температура на выходе	°C	76,8	43
Расход	кг/с	1,1	1,1
Частота вращения	об/мин	62400	62400
Степень парциальности	%	50	100
Наружный диаметр колеса	М	0,060	0,065
Высоты лопаток (вход/выход)	М	4,0/15,3	5,8/15,3
КПД	%	80,4	80,1
Мощность	кВт	33,7	39,6
Суммарная мощность	кВт	73	3,3

На основании имеющихся параметров рабочих тел выполнены расчетные исследования по оценке массогабаритных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы энергетической установки. С использованием построенной расчетной модели выбирается теплообменное оборудование для тепловой схемы из разработанных теплообменников в нефтехимической и других отраслей промышленности. Результаты расчетных исследований показали, что суммарная теплообменного оборудования масса составляет ~12 тонн.

Выводы. B результате проведенных сформулирован исследований методологический подход к построению и расчету тепловых схем энергогенерирующих установок малой мощности на НРТ и их основных составных элементов. Это позволит на этапе создания новой энергетической установки и при совершенствовании существующих имеющих составе ВЭР объектов, в своем достаточного потенциала реализации для электрогенерирующей установки, определить параметрические характеристики расходные И основных потоков ВЭР, выбрать на основании этих характеристик основное И вспомогательное оборудование, мощность и геометрию составных элементов тепловых схем в зависимости от потенциала источника ВЭР и режима его работы.

Проведенные расчетные исследования на примере когенерационной энергетической установки показали, что для предлагаемого варианта, рациональным является выбор теплообменного имеющегося оборудования, в нефтехимической промышленности, суммарная масса которого составит ~12 тонн. Что касается турбины второго каскада, то расчетным путем подобрана оптимальная степень расширения в турбине для получения максимальной эффективности энергетической установки и технически реализуемой проточной части турбины, которая составила П_т = 9,3. В результате получена 2-х ступенчатая радиально-осевая турбина мощностью 73 кВт с относительным внутренним КПД 80 %.

Список литературы

- Haoshui Yu., Xiao Feng, Yufei Wang, Lorenz T. Biegler, John Eason. A systematic method to customize an efficient organic Rankine cycle (ORC) to recover waste heat in refineries. *Applied Energy Journal*. 2016. Vol. 179. P. 302–315. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.093
- Bini R., Prima M. Di., Guercio A. Organic Rankine cycle in biomass plants: an overview on different applications. URL: http://www.turboden.eu/en/public/downloads/10A02943_paper_marco.pdf (accessed: 12.08.2019).
- Saadatfar B., Fakhrai R., Fransson T. Waste heat recovery Organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review. *The Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability*. 2013. Vol. 1, issue 1. P. 161–188.
- Cirincione N. Design, construction and commissioning of an Organic Rankine Cycle waste heat recovery system with a Tesla-Hybrid turbine expander. Colorado, Fort Collins: Copyright by Nicholas Ray Cirincione, 2011. 79 p.
- Alison Auld, Arganthal Berson, Simon Hogg. Organic Rankine cycles in waste heat recovery: a comparative study. *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 2013. Vol. 8, issue suppl_1. P. i9–i18. doi: 10.1093/ijlct/ctt033

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019

- Кондратьев В. Б. Тенденции развития мировой электроэнергетики. Часть 1. URL: https:// ss69100.livejournal.com/1877562.html (дата обращения: 29.10.2014).
- Dudley B. BP Statistical Review of World Energy. London: Pureprint Group Limited, 2018. 56 p.
- Dudley B. *BP Energy Outlook 2017*. URL: bp.com/energyoutlook (accessed: 10.09.2019).
- 9. Данилов Н. И., Щелоков Я. М. Основы энергосбережения. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2006. 564 с.
- Poles S., Venturin M. Numerical simulation of an organic Rankine cycle. URL: http://www.openeering.com/sites/default/files/ Organic_Rankine_Cycle_0.pdf (accessed: 20.09.2019).
- 11. Шубенко А. Л., Сенецкий А. В., Сарапин В. П. Влияние начальных параметров на характеристики проточных частей турбин, работающих на низкокипящих рабочих телах. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 9 (1181). С. 118–127. doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18
- Peng D. Y., Robinson D. B. A new two constant equation of state. Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. 1976. No. 15. P. 59–64.
- Shubenko O. L., Senetskyi O. V., Sarapin V. P., Babak M. Yu., Rogoviy S. V. Selection and calculation of heat exchange equipment for steam-turbine cycles on low-boiling working fluids. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 17 (1293). P. 9–16.
- 14. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. Москва: МЭИ, 2002. 584 с.
- Маляренко В. А., Шубенко О. Л., Андреев С. Ю., Бабак М. Ю., Сенецький О. В. Когенераційні технології в малій енергетиці: монографія. Харків. нац. ун-т міськ. гоп-ва ім. О. М. Бекетова, Ін-т проблем машинобуд. ім. А. М. Підгорного. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. 454 с.
- Щегляев А. В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. Москва: Энергоатомиздат, 1993. 800 с.
- ТУ 3612-144-13972650-2015. Теплообменные кожухотрубчатые аппараты серии ТКА. Казань: ЗАО «ЭТАЛОН ТКС», 2015. 88 с.
- Rusanov R., Klonowicz P., Rusanov A., Lampart P., Jędrzejewski L., Witanowski L. Methods for design of axial turbines for ORC cogeneration unit working with MDM. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2015. № 15 (1124). С. 86–100.
- Rusanov A., Rusanov R., Lampart P. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015. Vol. 5, issue 1. P. 399–410. doi: 10.1515/eng-2015-0047
- 20. Rusanov A., Lampart P., Rusanov R. Modelling of viscous turbulent flow in flow parts of turbines for ORC plants with taking into account the real properties of the working fluid MDM on the basis of the modified Benedict-Webb-Rubin equation of state. *Авиационно-космическая техника и технология.* 2015. N 7 (124). C. 60–67.

References (transliterated)

- Haoshui Yu, Xiao Feng, Yufei Wang, Lorenz T. Biegler, John Eason. A systematic method to customize an efficient organic Rankine cycle (ORC) to recover waste heat in refineries. *Applied Energy Journal*. 2016, vol. 179, pp. 302–315. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.093
- Bini R., Prima M. Di., Guercio A. Organic Rankine cycle in biomass plants: an overview on different applications. Available at: http://www.turboden.eu/en/public/downloads/10A02943_paper_marco.pdf (accessed 12.08.2019).
- Saadatfar B., Fakhrai R., Fransson T. Waste heat recovery Organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review. *The Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability*. 2013 vol. 1, issue 1, pp. 161–188.
- Cirincione N. Design, construction and commissioning of an Organic Rankine Cycle waste heat recovery system with a Tesla-Hybrid turbine expander. Colorado, Fort Collins, Copyright by Nicholas Ray Cirincione, 2011. 79 p.

- Alison Auld, Arganthal Berson, Simon Hogg. Organic Rankine cycles in waste heat recovery: a comparative study. *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 2013, vol. 8, issue suppl_1, pp. i9–i18. doi: 10.1093/ijlct/ctt033
- Kondrat'ev V. B. *Tendentsii razvitiya mirovoy elektroenergetiki*. *Chast' 1* [Trends in the development of the world electric power industry. Part 1]. Available at: https://ss69100.livejournal.com/ 1877562.html (accessed 29.10.2014).
- Dudley B. BP Statistical Review of World Energy. London, Pureprint Group Limited Publ., 2018. 56 p.
- Dudley B. BP Energy Outlook 2017. Available at: bp.com/energyoutlook (accessed 10.09.2019).
- Danilov N. I., Shchelokov Ya. M. Osnovy energosberezheniya [Energy Saving Basics]. Yekaterinburg, GOU VPO USTU-UPI Publ., 2006. 564 p.
- Poles S., Venturin M. Numerical simulation of an organic Rankine cycle. Available at: http://www.openeering.com/sites/default/files/ Organic_Rankine_Cycle_0.pdf (accessed 20.09.2019).
- 11. Shubenko A. L., Cenetskiy A. V., Sarapin V. P. Vliyanie nachal'nykh parametrov na kharakteristiki protochnykh chastey turbin, rabotayushchikh na nizkokipyashchikh rabochikh telakh [The influence of the initial parameters on the characteristics of the flow parts of turbines operating on low-boiling fluids]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 9 (1181), pp. 118–127. doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18
- Peng D. Y., Robinson D. B. A new two constant equation of state. Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. 1976, no. 15, pp. 59–64.
- Shubenko O. L., Senetskyi O. V., Sarapin V. P., Babak M. Yu., Rogoviy S. V. Selection and calculation of heat exchange equipment for steam-turbine cycles on low-boiling working fluids. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 9–16.
- 14. Tsanev S. V., Burov V. D., Remezov A. N. Gazoturbinnye i

parogazovye ustanovki teplovykh elektrostantsiy [Gas turbine and steam-gas installations of thermal power plants]. Moscow, MEI Publ., 2002. 584 p.

- 15. Malyarenko V. A., Shubenko O. L., Andryeyev S. Yu., Babak M. Yu., Senets'kyy O. V. Koheneratsiyni tekhnolohiyi v maliy enerhetytsi: monohrafiya [Cogeneration technologies in small energy: a monograph]. Kharkiv. nats. un-t mis'k. hop-va im. O. M. Beketova, In-t problem mashynobud. im. A. M. Pidhornoho [O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, A. Podgorny Institute of Problems of Mechanical Engineering NAS Ukraine]. Kharkiv, O. M. Becketov KhNUMG Publ., 2018. 454 p.
- Shcheglyaev A. V. Parovye turbiny. Teoriya teplovogo protsessa i konstruktsii turbin [Steam turbines. Theory of thermal process and design of turbines]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1993. 800 p.
- TU 3612-144-13972650-2015. Teploobmennye kozhukhotrubchatye apparaty serii TKA [Technical Conditions 3612-144-13972650-2015. Heat exchanger tubular tubes of TKA series]. Kazan, Etalon TKS CJSC Publ., 2015. 88 p.
- Rusanov R., Klonowicz P., Rusanov A., Lampart P., Jędrzejewski L., Witanowski L. Methods for design of axial turbines for ORC cogeneration unit working with MDM. Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 15 (1124), pp. 86–100.
- Rusanov A., Rusanov R., Lampart P. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, issue 1, pp. 399–410. doi: 10.1515/eng-2015-0047
- Rusanov A., Lampart P., Rusanov R. Modelling of viscous turbulent flow in flow parts of turbines for ORC plants with taking into account the real properties of the working fluid MDM on the basis of the modified Benedict-Webb-Rubin equation of state. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*. 2015, no. 7 (124), pp. 60–67.

Поступила (received) 01.10.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Шубенко Александр Леонидович, Shubenko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, завідувач відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-9014-1357; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Бабак Микола Юрійович (Бабак Николай Юрьевич, Babak Mikola) – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-4281-2790; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Сенецький Олександр Володимирович (Сенецкий Александр Владимирович, Senetskyi Oleksandr) – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8146-2562; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net

Sarapin Volodymyr – Candidate of Technical Sciences, MIRAI INTEX s.r.o., Senior engineer; Brno, Czech Republic; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5323-5351; e-mail: v.sarapin@mirai-intex.cz

УДК 62-525

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.05

О. В. ЛЕВЧЕНКО, О. П. ГУБАРЕВ

ПРИКЛАДНА ПРОГРАМА МОДЕЛЮВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ПРОМИСЛОВОГО ГІДРОПРИВОДУ

Розроблено програмне забезпечення для визначення рівня енергетичної ефективності систем промислового гідроприводу з різними варіантами організації процесу роботи системи шляхом спрощеного моделювання. Запропоновано узагальнену структуру систем промислового гідроприводу з великою кількістю виконавчих пристроїв з метою визначення енергетичної ефективності системи шляхом моделювання роботи протягом одиничного робочого циклу або впродовж певного терміну експлуатації. Структура розподілена на функціональну та логічну складову. Виконано програмну реалізацію логічного рівня керування системою з відтворення алгоритму функціонування гідравлічної системи. Реалізована можливість введення функціональних характеристик виконавчих пристроїв декількома способами: спрощене представлення шляхом введення потужності та тривалості прямої та зворотної дії пристрою; вибір стандартних виконавчих пристроїв за каталогами виробників з характеристиками приводу за замовчуванням; розширений опис основних конструктивних та експлуатаційних характеристик виконавчого пристрою гідравлічної системи. Запропоновано введення логічної систем у вигляді структурованих техтових послідовностей на основі запропонованої системи кодування. Передбачено отримання в якості результатів виконавчих пристроїв, діаграми зміни робочого тиску та витрати роботи виконавчих пристроїв системи, циклограми спрацювання виконавчих пристроїв, цаграми зміни робочого тиску та витрати робочої рідини за одиничний цикл роботи системи, діаграми корисної потужності та інтегральних оцінок рівня енергоспоживання системи.

Ключові слова: гідропривід, енергетична ефективність, моделювання, програмне забезпечення, виконавчий пристрій, енергоспоживання.

О. В. ЛЕВЧЕНКО, А. П. ГУБАРЕВ

ПРИКЛАДНАЯ ПРОГРАММА МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ПРОМЫШЛЕННОГО ГИДРОПРИВОДА

Разработано программное обеспечение для определения уровня энергетической эффективности систем промышленного гидропривода с различными вариантами организации процесса работы системы путем упрощенного моделирования. Предложена обобщенная структура систем промышленного гидропривода с большим количеством исполнительных устройств с целью определения энергетической эффективности системы путем моделирования работы в течение единичного рабочего цикла или в течение определенного срока эксплуатации. Структура разделена на функциональную и логическую составляющие. Выполнено программную реализацию логического уровня управления системой по воссозданию алгоритма функционирования гидравлической системы. Реализована возможность введения функциональных характеристик исполнительных устройств несколькими способами: упрощенное представление путем введения мощности и продолжительности прямого и обратного действия устройства; выбор стандартных исполнительных устройств по каталогам производителей с характеристиками привода по умолчанию; расширенное описание основных конструктивных и эксплуатационных характеристик исполнительности на основе предложенной системы. Предложено введения. Предусмотрено получение в качестве результатов моделирования работы гидравлической системы визуализации текущей работы исполнительных устройств системы циклограммы срабатывания исполнительных устройств, диаграммы изменения рабочего давления и расхода рабочей жидкости за единичный рабочий цикл работы системы, диаграммы полезной мощности и интегральных оценок уровня энергопотребления системы.

Ключевые слова: гидропривод, энергетическая эффективность, моделирование, программное обеспечение, исполнительное устройство, энергопотребление.

O. LEVCHENKO, O. GUBAREV APPLIED PROGRAM FOR MODELING THE ENERGY EFFICIENCY OF INDUSTRIAL HYDRAULIC DRIVE SYSTEM

The software for modeling of energy efficiency level of industrial hydraulic drive systems with different levels of complexity of system logic is developed. A generalized structure of industrial hydraulic drive systems with a large number of actuators is proposed. This was done to determine the energy efficiency of the system by modeling its operation during a single operation cycle and throughout its lifetime. For this purpose, the system was divided into functional and logical parts. The program implementation of the logical level of the system with the division into the levels of complexity of the implementation of the hydraulic system algorithm is performed. It is possible to introduce the functional characteristics of each actuator in different ways: simplified representation by introducing the power and duration of the forward and reverse actions of technological operations; choice of standard executive devices of world manufacturers with characteristics of actuators by default; complete introduction of the basic constructive and operational characteristics of each actuator of the hydraulic system. It is proposed to introduce a logical component of the system of all levels of complexity in the form of text sequences based on the developed coding system. It is intended to obtain as a result of the simulation of the system dynamic visualization of the actuators of the system operation, the diagram of the change of the working pressure and the flow rate of the working fluid for a single cycle of the system operation, the diagram of the useful power and integral estimates of the level of energy consumption of the system.

Keywords: hydraulic system, energy efficiency, modeling, software, actuator, energy consumption.

Вступ. З огляду на поширене використання в системах промислового гідроприводу мікропроцесорного керування, що дозволяє значно покращити точність та якість регулювання виконавчих пристроїв, а також певною мірою зменшити рівень енергоспоживання, все одно енергоефективність таких систем є не надто високою. Навіть для найефективніших систем гідроприводу цей рівень ледь сягає 50 % [1–8]. Звичайно, в першу чергу це пов'язано з великою кількістю трансформацій енергії, які відбуваються на шляху від джерела електричної енергії (або ж двигуна внутрішнього згоряння для мобільної техніки) до споживача, тобто виконавчого пристрою [9-15]. Але водночас дуже суттєвий вплив на показник енергоефективності гідросистеми має застосована схемна реалізація гідросистеми. Неузгоджене з режимами роботи схемне рішення може призводити до зменшення рівня енергоефективності нижче 10 %. Велике розмаїття гідравлічного обладнання та способів керування ставить перед проектувальником достатньо складне завдання – знаходження збалансованого рішення між вартістю на створення нової системи та рівнем енергоспоживання процесі подальшої в ïï експлуатації.

Цей факт викликає необхідність, на стадії початку розробки проекту, використання спеціалізованого інструментарію, за допомогою якого можна було би отримати та оцінити основні енергетичні характеристики гідросистеми. Таким чином, підґрунтям для проведення моделювання та розробки власного програмного забезпечення є, в першу чергу, задача врівноваження енергетичних та економічних показників функціонування систем промислового гідроприводу.

Процес моделювання системи для визначення рівня енергетичної ефективності систем промислового гідроприводу є достатньо складним і затратним в часі. Для систем з великою кількістю виконавчих пристроїв (починаючи від 10) та зі складними алгоритмами їх функціонування та взаємодії, фактично є неможливим використання традиційних підходів та методів [16–21]. Використання існуючого спеціалізованого програмного забезпечення, для прискорення та полегшення цього процесу, на жаль, не дозволяє в стислий час з частково невизначеною вхідною інформацією отримати потрібні результати.

В обгрунтування розробки покладено результати розгляду декількох прикладних програм, таких як Automation Studio, FluidSim, Amesim, 20Sim, SimulationX, Simplorer тощо, на предмет можливості визначення рівня енергоефективності систем промислового гідроприводу шляхом моделювання.

Однією з найцікавіших по критерію ціна-якість (орієнтовна вартість ліцензії для однієї робочої станції 600 євро) прикладною програмою для моделювання гідравлічних систем є програма FluidSim Hydraulics версії 5.6 фірми Festo Didactic GmbH.

Перевагами цього програмного забезпечення є можливість візуалізації роботи системи, велика бібліотека приводів, керуючих апаратів та датчиків, наявність спеціалізованої гідравлічної апаратури, такої як пропорційні клапани, блоки керування мобільної гідравліки тощо. В програмі передбачена можливість визначення експлуатаційних характеристик гідроапаратів в часі, таких як зусилля, швидкість, прискорення, тиск, витрата тощо. Приклад головного вікна моделі гідросистеми показаний на рис. 1.

Недоліками цього програмного забезпечення можна вважати те, що непередбачена можливість

визначення корисної та споживаної потужності системи, а, відповідно, стає неможливим визначення рівня енергоспоживання або порівняння ефективності різних схемних рішень.



Суттєвим недоліком є висока складність побудови схем із значною кількістю виконавчих пристроїв (більше 10), у зв'язку з необхідністю розміщення графічного зображення гідравлічної схеми та системи керування на одному листі проекту. Це в декілька разів збільшує термін підготовчого періоду та викликає численні суто механічні помилки.

Таким чином, дане програмне забезпечення може бути застосоване для моделювання простих гідравлічних систем з невеликою кількістю виконавчих пристроїв. Водночас воно не дозволяє визначати рівень енергоефективності запропонованих схемних рішень.

Найцікавішим, на наш погляд, з точки зору можливостей і водночас найдорожчим програмним забезпеченням (орієнтовна вартість ліцензії для однієї робочої станції з додатковими модулями становить 18000 євро) є прикладна програма Automation Studio v 6.4 від компанії Famic Technologies Inc.

В програмі наявні бібліотеки елементів різного призначення, що відповідають стандартам СЕТОР, IEC, JIC, NEMA, з яких можна побудувати необхідну схему гідросистеми, рис. 2.

Це програмне забезпечення має найбільшу бібліотеку гідравлічних компонентів, при чому характеристики елементів прив'язані до реальних апаратів основних виробників гідравлічного обладнання. Це дозволяє, в разі позитивного результату моделювання, за специфікаціями проекту програми, виконати замовлення реального гідравлічного обладнання для розроблюваної гідросистеми. Додатковою перевагою цієї програми є наявність достатньої віртуальної кількості вимірювальної апаратури (вольтметрів, амперметрів, манометрів, осцилографів), яка дозволяє отримувати статичні, динамічні, енергетичні та інші характеристики як окремих гідроапаратів, так і всієї гідросистеми в цілому.



Рис. 2. Вікно програми Automation Studio

З іншого боку, перелічена деталізація в описі системи потребує проведення майже повного проектування на етапі вводу вихідних даних. Це стосується не тільки гідравлічної схеми, а й розробки системи керування (яка теж, до речі, може бути конвертована в робочі проекти для контролерів Siemens та Allen Bradley). Найбільш суттєвим недоліком стосовно поставленої задачі є неможливість порівняння декількох схемних рішень між собою по критерію енергоефективності.

Порівнявши функціональні можливості проаналізованих прикладних програм на можливість їх використання при моделюванні, з метою визначення енергоефективності, було складено перелік основних показників (табл. 1).

Викладення основного матеріалу. Завданням роботи є створення методики спрощеного моделювання багатоелементних та багаторежимних систем промислового гідроприводу та створення, на її основі, програмного забезпечення, яке б дозволяло проводити моделювання експлуатаційних процесів гідравлічних систем за схемним рішенням та порівнювати їх по критерію енергоефективності.

З цією метою було розроблено методику, особливістю якої є розподіл гідравлічної системи на функціональну та логічну складові. Функціональна складова призначена для опису експлуатаційних (технологічних) характеристик кожного виконавчого пристрою, який виконує певну функцію в автоматизованому процесі. Призначення логічної складової полягає в описі алгоритму роботи (впорядкуванні спрацювань) виконавчих пристроїв. В процесі моделювання, у відповідності до логічних умов активізації та виключення із технологічного визначення процесу, відбувається перехід до ефективності виконавчих пристроїв дій при відпрацюванні певних функцій системи. На основі введених даних та експлуатаційних характеристик виконавчих пристроїв, які містяться у вихідних даних опису функціональної частини моделі, за спрощеним алгоритмом відбувається розрахунок енергетичних характеристик корисних дій, виконаних системою за одиничний робочий цикл. До таких характеристик належать діаграма корисної витрати, діаграма змін тиску, діаграма корисної потужності.

В залежності від схемного рішення та налаштувань енергозабезпечення системи відбувається розрахунок характеристики енергоспоживання гідросистеми. Алгоритми розрахунку спираються на відомі методики та залежності. комплект яких під'єднується до розрахунку після вибору варіанту реалізації енергетичного рівня гідросистеми (насосної станції). Таким чином, на основі логічно-функціональної методики, було розроблене спеціалізоване програмне забезпечення, яке отримало робочу назву HESim (Hydraulic Energy efficiency SIMulator). Призначення прикладної програми – вибір раціонального схемного рішення на основі зіставлення енергетичних характеристик мехатронної системи з різними варіантами пристроїв виконавчого і енергетичного рівнів.

Перелік основних показників	FluidSim H	Simplorer	Amesim	20Sim	SimulationX	Automation Studio
Необхідність розробки гідравлічної схеми	+	+	_	_	+	+
Необхідність математичного опису системи	-	±	+	+	-	-
Необхідність вибору гідравлічного обладнання	+	+	_	-	+	+
Необхідність розробки системи керування	+	+	+	+	+	+
Можливість отримання діаграм корисної витрати, тиску та потужності	±	_	±	+	±	+
Можливість отримання діаграм спожитої витрати, тиску та потужності	±	_	+	+	+	+
Можливість визначення спожитої енергії за одиничний робочий цикл	_	_	_	-	_	_
Можливість визначення об'єму спожитої енергії за весь термін експлуатації	_	_	_	-	_	_
Можливість порівняння схемних рішень по критерію експлуатаційної ефективності	_	_	_	_	_	_
Час на моделювання системи з 5-ти приводів з електричним керуванням, годин	4	6	25	30	5	4

Таблиця 1

До базових функцій програмного забезпечення НЕSim можна віднести:

 моделювання дій систем гідроприводу під час відпрацювання експлуатаційних та технологічних процесів автоматизованих систем;

- візуалізація процесу відпрацювання системою експлуатаційного циклу;

- отримання циклових діаграм корисного та спожитого тиску, витрати, потужності;

 отримання показника енергоспоживання системи гідроприводу за одиничний усталений цикл;

- спрощений аналіз діаграм (мінімальні, максимальні, середні значення циклових характеристик);

- тестування логічних послідовностей спрацювання виконавчих пристроїв;

- визначення енергетичної складової вартості експлуатації системи, визначення часу окупності модернізації існуючої системи;

- порівняння варіантів системи з незмінною послідовністю виконуваних функцій на основі комплексних критеріїв енергоефективності (ККЕ);

- доступні мови інтерфейсу англійська/українська. Головне вікно програми представлено на рис. 3.



Рис. 3. Головне вікно програми HESim

Основна відмінність запропонованого програмного пакету визначена його практичною спрямованістю – визначення раціонального типу схемного рішення для автоматизації відомого технологічного процесу до розробки схеми системи. По відношенню до перелічених прикладних програм її відрізняють:

- моделювання експлуатаційного циклу при суттєво невизначених технічних засобах;

- мінімальний набір вхідних даних та спрощений спосіб і мінімальний термін їх введення;

 різні варіанти введення вхідних конструктивних
 і експлуатаційних характеристик дій системи і виконавчих пристроїв;

 можливість вибору характеристик за переліком стандартного обладнання; моделювання за допомогою логічної частини з наповненням функціональної частини за замовчуванням.

Програма має внутрішню ієрархічну структуру і відповідну процедуру заповнення вихідних даних. Комплект діалогових вікон є максимально спрощеним, що спрямовано на зосередження користувача на змістовне вирішення задачі. Головне вікно складається з робочої області, панелі керування та панелі меню.

Для моделювання роботи системи користувач розподілити експлуатаційний никл повинен на впорядковані (послідовні та паралельні) дії та визначити основні параметри ïχ виконання. Наступним кроком є перехід від локального до системного впорядкування. Користувач формує логічні (логічні умови, що описують логіку взаємодії пристроїв) і функціональні (задають експлуатаційні характеристики операцій та дій виконавчих пристроїв системи) частини системи. Введення здійснюється за допомогою режимів діалогу, керованих кнопками Logic i Function на панелі управління відповідно.

Крок 1: Введення логічних умов спрацювання пристроїв в експлуатаційному циклі. Логічна частина може бути введена у текстовому форматі у вигляді послідовності дій або частин операцій, де:

1, 2, 3, 4 – прямі дії 1-ї, 2-ї, 3-ї, 4-ї і т. д. операцій; n1, n2, n3, n4 – зворотні дії 1-ї, 2-ї, 3-ї, 4-ї і т. д. операцій.

Наприклад:

Послідовність операцій "1 – 2 – n1 – n2" означає, що в першому такті виконується пряма дія першої операції, в другому такті – пряма дія другої операції, в третьому такті – виконавчий пристрій першої операції повертається до початкового стану, в останньому такті – виконавчий пристрій другої операції повертається в початковий стан.

Одночасне виконання дій. Послідовність дій "1-2, n1-n2" означає, що в першому такті виконується пряма дія першої операції, в другому такті – пряма дія другої операції та одночасно зворотня дія першої операції, в останньому такті – виконавчий пристрій другої операції повертається у вихідний стан.

Часткове виконання дій. Послідовність дій "1 –2 – n1 – 1 – n2 – n1" означає, що основна дія першої операції буде виконуватися в 2 етапи протягом відпрацювання одного робочого циклу системи. Для часткового відпрацювання дії користувач задає ступінь відпрацювання – $\{57\%\}$ – проміжне положення (відсоток від повного ходу гідроциліндра). Послідовність дій "1 $\{35\%\}$ – 2 – 1 – n2 – n1" означає, що в першому такті виконується на 35% пряма дії першої операції, в другому такті – пряма дія другої операції, в третьому кроці – від 35% до 100% прямої дії першої операції.

Часова пауза в циклі. У логічних виразах є можливість встановлення часової затримки, тривалості відпрацювання дії операції, виконання технологічних пауз, відстоювання пристрою в проміжних позиціях: <2s> – часовий інтервал у

секундах (або ms – у мілісекундах).

Міжтактова пауза. Послідовність дій двох операцій "1 – <10s> – 2" означає, що в першому такті виконується пряма дія першої операції, в другому такті відбувається затримка у часі 10 секунд, в третьому такті – відпрацювання прямої дії другої операції.

Термін витримки під час дії. Послідовність дій операцій "1<10s> – 2" означає, що в першому такті виконується пряма дія першої операції протягом 10 секунд, в другому такті відпрацювання прямої дії другої операції.

За результатами відпрацювання користувачем першого етапу введення вихідних даних буде сформовано вікно «Логіка» програми HESim з логічними виразами (рис. 4).

гілки Додавання паралельної процесу. Користувач отримує можливість моделювати відпрацювання системою циклів з паралельними гілками (мультипроцесні системи). Щоб додати паралельну гілку потрібно натиснути "+" праворуч у вікні логічної складової. Після цього необхідно ввести логічний опис доданого паралельного процесу. При необхідності паралель можна видалити натисканням кнопки "-" праворуч від поточної паралелі.



Рис. 4. Вікно «Логічна складова»

Приклад: Лінія 1: "1 – 2 – n1 – n2" Лінія 2: "3 – n3".

Логічні послідовності 1 і 2 означають, що в першому такті виконуються прямі дії першої і третьої операцій, другий такт починається залежно від того, яка операція (перша або третя) буде завершена раніше. Обидві паралелі починаються одночасно, але вони працюють і закінчуються незалежно одна від одної та мають власні не синхронні такти.

Лінія 3: "1 – 2 – n1 – n2"

Лінія 4: "(2) – 3 – n3 – (n1)".

Логічні послідовності 3 і 4 означають, що в першому такті виконується пряма дія першої операції, в другому такті – пряма дія другої операції, в третьому такті – перший пристрій повертається до початкового стану і одночасно започатковується відпрацювання паралельної гілки, що позначено (2) – «після 2

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 попередньої гілки». При цьому відбувається пряма дія третьої операції. Тобто перша операція другої паралелі почнеться після закінчення прямої дії другої операції в першій паралелі. Дія «n1» першої паралелі може початися лише після завершення дії «n3» другої паралелі.

Лінія 1: "1 – 2 – n1 – 1 – n2 – n1"

Лінія 2: "(1[2]) – 3 – n3 – (n1)".

Ці логічні послідовності означають, що пряма дія третьої операції в другій гілці почнеться одночасно з п'ятим тактом першої гілки після завершення другого відпрацювання першої прямої дії першої гілки, чому відповідає позначення (1[2]).

Логіко-функціональний підхід дозволяє ввести в строковому вигляді експлуатаційні цикли систем гідроприводу з послідовними і паралельними діями та з паралельними підпроцесами.

Крок 2. Введення функціональних параметрів Функціональна характеристик пристроїв. тя складова моделі призначена для опису складових експлуатаційного процесу, на які його було розкладено на першому кроці. Для кожного виконавчого пристрою характеристики розподілено на основні конструктивні (для циліндру: діаметри поршня та штока, хід; для гідродвигуна: робочий об'єм гідромотора), експлуатаційні (зусилля, крутний момент, швидкість, частота обертання) та/або енергетичні (потужність, термін відпрацювання дій та інше).

Початком другого кроку роботи користувача є вхід до діалогового вікна введення функціональних параметрів (рис. 5). Для цього можна скористатися пунктом меню "Редагування" або кнопкою "Функція" на панелі інструментів.

Вибір типу виконавчог пристрою	 Констр характеј прин 	Конструктивні характеристики приводу		Експлуатаційні характеристики приводу		
unctional component of sys	item				_ X	
	System unit N	2 1 / 20				
Executive device: Hydraulic cylind	er Description H	oving of extruder's head				
Choosing an existing unit Simplifi Type of cylinder	ed Manual definition Constructive characteristics Paton demeter:	Operational characteri	stics	Reverse acto		
Working body:	0.3 , m Pston rod dameter:	Force: Constant O Variable	2 Force chart	6 Force chart		
Direction of efficiency:	Stroke:	* Constant	5) (a	4	
Double acting Strate acting	0.5 , m	O Variable	Veloc. chart	Veloc. chart		
Complexity of working body:	98 , % Hydromechanical effic. coeff.	Symboli				

Рис. 5. Конфігурація виконавчого пристрою

Функціональні параметри дій та операцій (для даного варіанту HESim: гідроциліндра, гідромотора і обертального приводу) можна вказати 3-ма способами:

1. Типова конфігурація виконавчого пристрою (тип конструкції, введення основних конструктивних і експлуатаційних характеристик).

 Спрощена конфігурація виконавчого пристрою (тип конструкції, корисна потужність, тривалість дій).
 На основі стандартних пристроїв (шляхом вибору моделі виконавчого пристрою з бібліотеки).

При типовій конфігурації використовується вкладка «Конфігурація виконавчого пристрою» (рис. 5).

При спрощеному конфігуруванні виконавчого пристрою користувач звертається до вкладки «Спрощена конфігурація» (див. рис. 6).

При виборі стандартних виконавчих пристроїв використовується вкладка «Вибрати існуючий привід» (див. рис. 7).

Для навігації по комплекту виконавчих пристроїв користувач звертається до кнопок «Попередня системна одиниця», «Наступна системна одиниця» або здійснює перехід шляхом введення номеру операційного блоку в поле «Системний блок №».

Моделювання та результати модельного експерименту. Процес моделювання може бути розпочатий після введення повної інформації логічної та функціональної складових моделі. По натисненню кнопки «Run» моделювання відбувається з одночасним відображенням результатів моделювання у відповідних вікнах програми.

В процесі моделювання, відповідно до логічних умов активації та вимкнення виконавчих пристроїв, з врахуванням поточних налаштувань апаратури, спрацьовує алгоритм розрахунку корисної витрати, тиску та потужності.

При цьому, для кожної дії або операції використовуються вихідні дані, взяті з функціональної складової системи.



Рис. 6. Спрощена конфігурація виконавчого пристрою



Рис. 7. Вибір стандартного приводу

Наприклад, при прямому ході виконавчого пристрою будуть використані відповідні зусилля та

швидкість з функціональної складової системи. Власне корисна енергія може бути розрахована за формулою:

$$E = \int_{i=0}^{t} \left(\sum_{j=1}^{n} F_j \cdot v_j + \sum_{j=1}^{n} M_j \cdot n_j \right) \cdot dt + \int_{i=0}^{z} \Delta N(s, t, T) \cdot dt,$$

де *F*, *v*, *M*, *n* – експлуатаційні характеристики системи;

n – кількість виконавчих пристроїв;

t – тривалість одиничного циклу системи.

Результати моделювання системи представлені в наступних вікнах:

- 1. Візуалізація;
 - 2. Виконання текстової послідовності;
 - 3. Циклограма;
- 4. Діаграма корисного тиску;
- 5. Діаграма корисної витрати;
- 6. Діаграма корисної потужності.

кількості виконавчих пристроїв в системі.

Користувач, у вікні «Візуалізація», отримує схематичну візуалізацію поточного стану та роботи виконавчих пристроїв у вигляді прямокутників з відповідним забарвленням спрацювання кожного приводу (рис. 8). Кількість прямокутників відповідає



Рис. 8. Вікно «Візуалізація»

Одночасно, у вікні «Виконання послідовності», висвітлено індикацію відпрацювання гілок експлуатаційного процесу. Індикація відбувається з використанням раніш заданого впорядкування дій системи в рядках вікна «Логіка» (рис. 9).

Графічне представлення відпрацювання експлуатаційного циклу здійснено у вікні «Циклограма» (рис. 10).

На відміну від індикації на гілках процесу циклограма надає можливість розгляду дій системи і її окремих пристроїв у часі експлуатації. Циклограма дозволяє орієнтовно визначити тривалість та час завершення чи початку дій та операцій в контексті їх залежності від інших операцій (рис. 10).

Для отримання більш детальної інформації щодо енергетичних показників системи користувач має звернутись до вікон «Тиск», «Витрата» і

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 «Потужність» (рис. 11). Всі означені вікна надають можливість оцінити діаграми змін корисного тиску, витрати та потужності системи за період відпрацювання одиничного циклу.

Номер логічної паралелі	Порядок виконання операцій		
😔 RunLog			
1: 1-2-n1-n2-4-n4-2-6-7-1,n2-8-n6-	-n7-n1-n8	- î	
2: <mark>3-9,10-n3-</mark> n9,n10		_	
3: <mark>5-n5-5-n5</mark>			
4: (6)-11-12-n11,n12			
5:		_	
6:			
7:		_	
		~	





Рис. 10. Вікно «Циклограма»



Рис. 11. Діаграма корисної потужності

Після виконання алгоритму моделювання, що засвідчує зупинка відліку часу роботи системи, у вікні «Аналіз» можуть бути розраховані технічні та економічні характеристики системи та розрахований рівень енергоспоживання за один робочий цикл та за визначений проміжок часу роботи гідравлічної системи (рис. 12).

Наприклад, може бути визначений рівень енергоспоживання гідросистеми за певний проміжок часу (одиничний робочий цикл, добу, місяць тощо)

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 при введенні додаткових даних, таких як кількість робочих циклів, тривалість роботи на добу, кількість робочих днів і т. д.

Поєднання всіх компонент моделювання можна проілюструвати прикладом автоматичної гідрофікованої пакувальної машини тонколистового прокату в рулони.



Рис. 12. Вікно «Аналіз»

Вихідними даними для моделювання є технологічний цикл і експлуатаційні навантаження для кожної операції системи. Робочий цикл пакувальної машини обєднує дії 20 виконавчих пристроїв і вміщує до 6 паралельних гілок процесу (рис. 13).

Функціональні характеристики виконавчих пристроїв можуть бути отриманими з технології пакування. Наприклад, для операції відрізання листа прокату (№ 2) в якості виконавчого пристрою використано одноштоковий гідроциліндр двосторонньої дії, а параметрами прямої дії є зусилля 21,3 кН та швидкість 0,062 м/с.



Рис. 13. Робочий цикл пакувальної машини

Робочий цикл системи поділяється на окремі гілки з доданими для деяких операцій додатковими умовами роботи.

Опис процесу складають 7 гілок (7 текстових рядків – послідовностей) у відповідності до робочого циклу:

1) 1, 2 – 4, n1, 19 – 5 – n4, 1{20 %}, 6 – 7, 8, 9, n5 – 17 – n7, n8, 1 – n6, n9, n13, 15 – n15, n17, n1;

2) (4, n1, 19) - n19 - 10, 13 - n10 - (n7, n8, 1);

3) $(1{30\%}[2], n4, 6) - 18 - n18 - (n1[2], n15, n17);$

4) 3 - n3 - (5);

49

5) (1, 2) - 11{55 %} - n2, 11 - 12, n11 - <3s> - n12 - (n6, n9, n13, 15);

6) (5) – 14 – 16, n14 – n16 – (n1[2], n15, n17);

7) $(7, 8{65 \%}, 9, n5) - 20 - n20.$

На першому етапі потрібно ввести 7 логічних рядків у вікні «Логіка» (рис. 4). На наступному кроці кожної операції вводяться функціональні до характеристики у вікні «Функція», що може бути реалізованим одним з трьох передбачених способів. Наприклад, шляхом введення зусиль та швидкостей прямого та зворотного ходу, а також основних конструктивних характеристик (діаметри поршня та штока, а також хід). Після завершення формування започатковується опису системи процес моделювання - натисканням кнопки «Run». Протягом моделювання В рядку стану відображається модельний час і відображається повідомлення про закінчення процесу моделювання.

Результати моделювання можуть бути отримані натисканням відповідної кнопки на панелі інструментів або вибором відповідного пункту меню: «Візуалізація», «Виконання послідовності», «Циклограма», «Тиск», «Витрата», «Потужність», «Аналіз» (рис. 9–12). Вікна результатів моделювання можна відкрити до запуску моделювання для відстеження змін параметрів з початку роботи системи.

Для наведеного прикладу гідрофікованої пакувальної машини з 20-ма виконавчими пристроями тривалість моделювання, з урахуванням введення вихідних даних логічної та функціональної складової становила менше 2-х годин. Крім того, в традиційних підходах проводиться порівняння можливих варіантів, представлених на ринку гідравлічного обладнання, при виборі конкретного гідроапарату, наприклад, насосу або гідроклапану, але на жаль не проводиться реалізацій порівняння схемних гідросистем. Відповідно вартість створення гідросистеми незрівнянно вищою в порівнянні з вартістю окремого гідроапарату і тому такий підхід призводить до створення енергетично неефективних систем.

Висновки. За результатами аналізу ефективності сучасного програмного забезпечення для задач модельного визначення енергоефективності систем промислового гідроприводу було встановлено, що воно має ряд недоліків, які не дозволяють в повній мірі проводити визначення рівня енергоспоживання гідросистеми. Тому для передпроектної оцінки розроблюваного схемного рішення, в умовах суттєво невизначеної інформації, запропоновано використати логіко-функціональну модель і розроблену на її основі методику спрощеного визначення енергетичних характеристик. Її використання дозволяє значно скоротити час визначення рівня енергоспоживання (для системи з 20-ма приводами до 2-х годин), та знизити рівень технічної підготовки проектувальника. На основі отриманих характеристик гідросистеми можуть бути сформовані раціональні рішення енергетичного рівня гідросистеми або виконано їх порівняння з іншими варіантами по критерію енергоефективності.

Запропонований підхід не дозволяє отримати високої точності результатів моделювання, так як в ньому не враховано багатьох динамічних та інших характеристик виконавчих пристроїв, енергетичних пристроїв, втрат по довжині трубопроводів, втрат в місцевих гідравлічних опорах тощо. Це було зроблено свідомо, по-перше, з метою спрощення моделювання і можливості порівняння декількох схемних рішень для однієї гідросистеми, а по-друге, так як ці втрати є фактично однаковими для будь-якого схемного рішення, залежать тому виключно що від технологічного циклу системи і не можуть бути змінені проектувальником гідросистеми.

Розроблене програмне забезпечення може бути використане як при розробці, проектуванні та підборі гідравлічного обладнання для нових систем, так і при обгрунтуванні необхідності проведення модернізації існуючих систем. Додатковий ефект може бути отримано в навчальному процесі в вищих навчальних закладах, в яких створення і випробування фізичних макетів подібних систем є неможливим.

Вимоги до кваліфікації користувача та комп'ютера для використання програми HESim: впевнений користувач ОС Windows, CPU 1,2 GHz, RAM 1 GB, HDD 4 GB.

Представлена методика та програмне забезпечення пройшли апробацію на підприємствах металургійної галузі, таких як Криворізький металургійний комбінат «Арселор Міттал», Маріупольський металургійний комбінат ім. Ілліча, Запорізький металургійний комбінат «Запоріжсталь» тощо, де показало свою ефективність та можливість зменшення рівня енергоспоживання при модернізації існуючих гідросистем до 25 %, та ефективність обгрунтування термінів поточної модернізації, про що отримані відповідні акти впроваджень.

Список літератури

- Findeisen Dietmar, Helduser Siegfried. Ölhydraulik. Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2015. 1011 p. doi: 10.1007/978-3-642-54909-0
- Cherkashenko M. V. Synthesis of discrete drives control systems. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). P. 4–9.
- Will Dieter, Gebhardt Norbert. Hydraulik. Grundlagen, Komponenten, Systeme. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2014. 515 p. doi: 10.1007/978-3-662-44402-3
- 4. Watson Ben. Mobile equipment hydraulics: a systems and troubleshooting approach. Delmar: Cengage Learning, 2011. 212 p.
- Sokol Ye., Cherkashenko M. Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects. Germany: GmbH & Co Publ., 2018. 214 p.
- Guana Lisa, Chenb Guangnan. Encyclopedia of Energy Engineering and Technology. Pumping Systems: Design and Energy Efficiency. Boca Raton: CRC Press, 2015. 2342 p.
- Karvonena M., Heikkiläa M., Huovaa M., Linjamaa M. Analysis by Simulation of Different Control Algorithms of A Digital Hydraulic Two-Actuator System. *International Journal of Fluid Power*. 2014. Vol. 15, no. 1. P. 33–44.
- Kozlov Leonid G., Bogachuk Volodymyr V., Bilichenko Victor V., Tovkach Artem O., Gromaszek Konrad, Sundetov Samat. Determining of the optimal parameters for a mechatronic hydraulic drive. Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments. Vol. 10808. Wilga, Poland, 2018. doi: 10.1117/12.2501528

- Polishchuk Leonid K., Kozlov Leonid G., Piontkevych Oleh V., Gromaszek Konrad, Mussabekova Assel. Study of the dynamic stability of the conveyor belt adaptive drive. *Proc. SPIE 10808*, *Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments. Vol. 10808*. Wilga, Poland, 2018. doi: 10.1117/12.2501535
- Губарев А. П., Козинец Д. А., Левченко О. В. MAS-1.0 Упрощенное моделирование многоприводных гидропневматических систем циклического действия. Промислова гідравліка і пневматика. 2005. № 4 (10). С. 72–77.
- Губарев А. П., Козинец Д. А., Левченко О. В. Проверка логики функционирования цикловых систем гидравлических и пневматических приводов. Промислова гідравліка і пневматика. 2004. № 3. С. 64–69.
- 12. Parr A. Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide. Butterworth-Heinemann Ltd, 2011. 248 p.
- 13. Brian E. Compressed Air Operations Manual. McGraw-Hill Education, 2006. 407 p.
- Wu P., Lai Z., Wu D., Wang L. Optimization Research of Parallel Pump System for Improving Energy Efficiency. *Journal of Water Resources Planning and Management.* 2014. doi: 10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000493
- Miller R., Liberi T., Scioscia J. Analyzing Pump Energy through Hydraulic Modeling. *Pipelines*. 2015. P. 869–877.
- Peña O., Leamy M. An efficient architecture for energy recovery in hydraulic elevators. *International Journal of Fluid Power*. 2015. Vol. 16, no. 2. P. 83–98. doi: 10.1080/14399776.2015.1055991
- 17. Subramanya K. Fluid Mechanics and Hydraulic Machines: Problems and Solutions. 2010. 617 p.
- Bin Zhang, Jien Ma. Analysis of the flow dynamics characteristics of an axial piston pumpbased on the computational fluid dynamics method. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2017. Vol. 11, no. 1. P. 86–95.
- 19. Helduser S. *Grundlagen elektrohydraulischer Antriebe und Steuerungen*. Mainz: Vereinigte Fachverl, 2013. 375 p.
- Scherf H. E. Modellbildung und Simulation dynamischer Systeme (mit Matlab- und Simulink-Beispielen). München, Wien: Oldenbourg Verlag, 2003.
- Egeland O., Gravdahl J. T. Modeling and Simulation for Automatic Control. Trondheim, Norway: Marine Cybernetics, 2002. 639 p.

References (transliterated)

- Findeisen Dietmar, Helduser Siegfried. Ölhydraulik, Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag Publ., 2015. 1011 p. doi: 10.1007/978-3-642-54909-0
- Cherkashenko M. V. Synthesis of discrete drives control systems. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 4–9.
- Will Dieter, Gebhardt Norbert. Hydraulik. Grundlagen, Komponenten, Systeme. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag Publ., 2014. 515 p. doi: 10.1007/978-3-662-44402-3
- 4. Watson Ben. *Mobile equipment hydraulics: a systems and troubleshooting approach.* Delmar, Cengage Learning Publ., 2011. 212 p.
- Sokol Ye., Cherkashenko M. Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects. Germany, GmbH & Co Publ., 2018. 214 p.

- Guana Lisa, Chenb Guangnan. Encyclopedia of Energy Engineering and Technology. Pumping Systems: Design and Energy Efficiency. Boca Raton, CRC Press Publ., 2015. 2342 p.
- Karvonena M., Heikkiläa M., Huovaa M., Linjamaa M. Analysis by Simulation of Different Control Algorithms of A Digital Hydraulic Two-Actuator System. *International Journal of Fluid Power*. 2014, vol. 15, no. 1, pp. 33–44.
- Kozlov Leonid G., Bogachuk Volodymyr V., Bilichenko Victor V., Tovkach Artem O., Gromaszek Konrad, Sundetov Samat. Determining of the optimal parameters for a mechatronic hydraulic drive. Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments. Vol. 10808. Wilga, Poland, 2018. doi: 10.1117/12.2501528
- Polishchuk Leonid K., Kozlov Leonid G., Piontkevych Oleh V., Gromaszek Konrad, Mussabekova Assel. Study of the dynamic stability of the conveyor belt adaptive drive. *Proc. SPIE 10808*, *Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments. Vol. 10808*. Wilga, Poland, 2018. doi: 10.1117/12.2501535
- Gubarev A. P., Kozinets D. A., Levchenko O. V. MAS-1.0 Uproshchennoe modelirovanie mnogoprivodnykh gidropnevmaticheskikh sistem tsiklicheskogo deystviya [MAS-1.0 – Simplified Modeling of Multi-Drive Hydropneumatic Cyclic Action Systems]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2005, no. 4 (10), pp. 72–77.
- 11. Gubarev A. P., Kozinets D. A., Levchenko O. V. Proverka logiki funktsionirovaniya tsiklovykh sistem gidravlicheskikh i pnevmaticheskikh privodov [Check the logic of the functioning of cyclic systems of hydraulic and pneumatic drives]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2004, no. 3, pp. 64–69.
- 12. Parr A. Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide. Butterworth-Heinemann Ltd Publ., 2011. 248 p.
- 13. Brian E. *Compressed Air Operations Manual*. McGraw-Hill Education Publ., 2006. 407 p.
- Wu P., Lai Z., Wu D., Wang L. Optimization Research of Parallel Pump System for Improving Energy Efficiency. *Journal of Water Resources Planning and Management.* 2014. doi: 10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000493
- Miller R., Liberi T., Scioscia J. Analyzing Pump Energy through Hydraulic Modeling. *Pipelines*. 2015, pp. 869–877.
- Peña O., Leamy M. An efficient architecture for energy recovery in hydraulic elevators. *International Journal of Fluid Power*. 2015, vol. 16, no. 2, pp. 83–98. doi: 10.1080/14399776.2015.1055991
- 17. Subramanya K. Fluid Mechanics and Hydraulic Machines: Problems and Solutions. 2010. 617 p.
- Bin Zhang, Jien Ma. Analysis of the flow dynamics characteristics of an axial piston pumpbased on the computational fluid dynamics method. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2017, vol. 11, no. 1, pp. 86–95.
- 19. Helduser S. *Grundlagen elektrohydraulischer Antriebe und Steuerungen*. Mainz, Vereinigte Fachverl Publ., 2013. 375 p.
- Scherf H. E. Modellbildung und Simulation dynamischer Systeme (mit Matlab- und Simulink-Beispielen). München, Wien, Oldenbourg Verlag Publ., 2003.
- Egeland O., Gravdahl J. T. *Modeling and Simulation for Automatic Control*. Trondheim, Norway: Marine Cybernetics Publ., 2002. 639 p.

Надійшла (received) 05.11.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Левченко Олег Васильович (Левченко Олег Васильевич, Levchenko Oleg) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», доцент кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-7620-9009; e-mail: tudasuda@ua.fm

Губарев Олександр Павлович (Губарев Александр Павлович, Gubarev Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0924-4103; e-mail: gubarev@i.ua

УДК 621.165

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.06

В. И. ГНЕСИН, Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, R. RZADKOWSKI

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА ТУРБОМАШИНЫ С УЧЕТОМ ДЕФОРМАЦИИ ДИСКА

Нестационарные явления, вызванные колебаниями лопаток под действием возмущающих сил, характеризуются обменом энергией между потоком газа и колеблющимися лопатками и составляют основу физического механизма самовозбуждающихся колебаний, которые могут или затухать (аэродемпфирование), или проявляться в устойчивой форме автоколебаний, или в неустойчивой форме флаттера, который может привести к разрушению конструкции. Поэтому аэроупругое поведение лопаток представляет важную проблему надежности и безопасности газо- и паротурбинных двигателей с высокими аэродинамическими показателями и соответственно высоко нагруженными лопатками. Одним из подходов к повышению устойчивости колебаний лопаток является расстройка собственных форм, связанная с деформацией диска. Представлен численный анализ влияния деформации диска на аэроупругие колебания лопаток рабочего колеса турбомашины. Деформация диска характеризуется количеством узловых диаметров, что определяет межлопаточный угол сдвига по фазе колебаний соседних лопаток (МЛФУ), который влияет на нестационарные аэродинамические нагрузки и амплитуды колебаний лопаток. В работе показано, что уменьшение межлопаточного угла сдвига по фазе колебаний попаток приводит к повышению аэроупругой задачи в трехмерном транзвуковом потоке идеального газа позволяет прогнозировать аэроупругое поведение лопаток, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колебания и автоколебания с целью повышения экономичности и належности и платоток, включая вынужденные,

Ключевые слова: лопаточный венец, собственная форма лопатки, межлопаточный угол сдвига по фазе, идеальный газ, аэроупругие колебания лопаток, турбомашина.

В. І. ГНЕСІН, Л. В. КОЛОДЯЖНА, R. RZADKOWSKI ЧИСЕЛЬНИЙ АНАЛІЗ АЕРОПРУЖНИХ КОЛИВАНЬ ЛОПАТКОВОГО ВІНЦЯ ТУРБОМАШИНИ З УРАХУВАННЯМ ДЕФОРМАЦІЇ ДИСКУ

Нестаціонарні явища, викликані коливаннями лопаток під дією сил, що обурюють, характеризуються обміном енергією між потоком газу і коливними лопатками і складають основу фізичного механізму самозбудних коливань, які можуть або затухати (аеродемпфування), або проявлятися в стійкій формі автоколивань, або в нестійкій формі флатера, який може привести до руйнування конструкції. Тому аеропружна поведінка лопаток являє важливу проблему надійності і безпеки газо- і паротурбінних двигунів з високими аеродинамічними показниками і відповідно високо навантаженими лопатками. Одним з підходів до підвищення стійкості коливань лопаток є розлад власних форм, пов'язаний з деформацією диска. Представлено чисельний аналіз впливу деформації диска на аеропружні коливання лопаток робочого колеса турбомашини. Деформація диска характеризується кількістю вузлових діаметрів, що визначає міжлопатковий кут зсуву по фазі коливань сусідніх лопаток (МЛФК), який впливає на нестаціонарні аеродинамічні навантаження і амплітуди коливань лопаток. В роботі показано, що зменшення міжлопаткового кута зсуву по фазі коливань лопаток призводить до підвищення аеропружної стійкості, тобто до зниження амплітуд коливань лопаток. Запропонований чисельний метод розв'язання зв'язаної аеропружної задачі в тривимірному транзвуковому потоці ідеального газу дозволяє прогнозувати аеропружну поведінку лопаток, включаючи вимущені, самозбудні коливання і автоколивання з метою підвищення економічності і надійності лопаток каратів турбомацини.

Ключові слова: лопатковий вінець, власна форма лопатки, міжлопатковий кут зсуву по фазі, ідеальний газ, аеропружні коливання лопаток, турбомашина.

V. GNESIN, L. KOLODYAZHNAYA, R. RZADKOWSKI NUMERICAL ANALYSIS OF THE TURBOMACHINE BLADE ROW AEROELASTIC OSCILLATIONS WITH TAKING INTO ACCOUNT THE DISC DEFORMATION

The unsteady phenomena caused by blades oscillations by action of forced forces are characterized with energy change between gas flow and oscillating blades and formulate the base of physical mechanism of self-excited oscillations that can or to attenuate (aerodamping), or to be displayed in stable form of autooscillations, or in unstable form of flutter, which can activate to the structure destruction. Therefore aeroelastic blades behaviour represents the important problem of reliability and safety of gas and steam turbines with high aerodynamic indicators and high loaded blades. One of approaches to increase the stable blades oscillations is detuning of natural forms bound to disc deformation. There presented the numerical analysis of effect of disc deformation on aeroelastic blades oscillations of turbomachine blade row. The disc deformation is characterized by disc nodal diameters number that defines the interblade phase angle of blades oscillations shift (IBPA), and impacts on unsteady aerodynamic loads and blades oscillations amplitudes. In paper there shown that decrease of IBPA causes to increase of aeroelastic stability that is to reduction of blades oscillations amplitudes. The proposed numerical method of coupled aeroelastic problem solution for threedimensional transonic ideal gas flow allows to predict aeroelastic behaviour of blades devices.

Keywords: blade row, the natural form of blade, interblade phase angle, the ideal flow, aeroelastic blades oscillations, turbomachine.

Введение. Конструкции лопаточных аппаратов турбомашин (турбин, компрессоров, авиационных двигателей) подвергаются большим динамическим нестационарным нагрузкам. Обеспечение надежности и безопасности лопаточного аппарата турбомашин в нестационарном потоке является сложной и актуальной проблемой, решению различных вопросов которой посвящен ряд работ [1–9], в которых рассматриваются особенности взаимодействия нестационарного газодинамического потока в турбинах и компрессорах с колеблющимися лопатками.

Требование высокой надежности и безопасности турбомашин приводит к необходимости разработки новых совершенных моделей, которые учитывают реальные физические свойства потока газа и

© В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, R. Rzadkowski, 2019

конструкции лопаточных аппаратов.

Аэроупругие явления в турбомашинах характеризуются обменом энергией между потоком газа и колеблющимися лопатками и составляют основу физического механизма самовозбуждающихся колебаний. которые могут либо затухать (аэродемпфирование), либо проявляться в устойчивой форме автоколебаний, либо в неустойчивой форме флаттера, который может привести к разрушению конструкции.

Одним из подходов к повышению устойчивости колебаний лопаток является оценка влияния расстройки собственных форм лопаток И межлопаточного угла сдвига по фазе колебаний лопаток, зависящих от деформации диска, т.е. количества узловых диаметров, на величину нестационарных нагрузок и амплитуды колебаний лопаток.

В статье представлен численный анализ нестационарных аэродинамических нагрузок и аэроупругого поведения лопаток рабочего колеса турбомашины в 3-х мерном потоке идеального газа через лопаточный венец с учетом колеблющихся лопаток и расстройки собственных форм, вызванных деформацией диска.

Численный метод основан на решении связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток с учетом собственных форм и межлопаточного угла сдвига по фазе, вызванных наличием узловых диаметров диска. Уравнения аэродинамики и динамики интегрируются одновременно с обменом информацией на каждом временном шаге [1, 2, 4–10].

Предложенный метод решения связанной аэроупругой задачи позволяет прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в зависимости от количества узловых диаметров диска с целью повышения надежности лопаточных аппаратов турбомашин.

Цель работы. Целью настоящей работы является исследование влияния численное расстройки собственных форм и межлопаточного угла сдвига по колебаний лопаток (МЛФУ) вследствие фазе деформации диска на нестационарные нагрузки и амплитуды колебаний лопаток на основе разработанного численного решения метола связанной задачи нестационарной газодинамики и упругих колебаний лопаток.

Постановка задачи. Рассматривается трехмерный поток идеального газа через вращающийся лопаточный венец последней ступени осевой турбины с колеблющимися лопатками под действием переменных аэродинамических нагрузок. Лопаточный венец представляет собой кольцевую решетку, состоящую из 53 лопаток.

Трехмерное нестационарное течение газа описывается полной системой нестационарных уравнений Эйлера, представленных в интегральной форме законов сохранения во вращающейся с постоянной угловой скоростью декартовой системе координат [2, 11–13]. Учитывая непериодичность потока в окружном направлении из-за колебаний лопаток, расчетная область включает полную дугу окружности (*z* = 53 межлопаточных канала).

Разностная сетка разбивается на сегменты, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу венца. Каждый из сегментов дискретизируется с использованием гибридной Н–Н разностной сетки (рис. 1).



Рис. 1. Дифференциальная разностная сетка в тангенциальном среднем сечении

Постановка граничных условий основана на одномерной теории характеристик [2, 14–18]. Предполагая, что осевая скорость во входном и выходном сечениях является дозвуковой, граничные условия задаются в следующем виде:

 на входе – давление и температура заторможенного потока, меридиональный и тангенциальный углы потока;

- на выходе – статическое давление за лопаточным венцом;

- на твердых стенках – условие скольжения.

Граничные условия дополняются соотношениями на характеристиках во входном и выходном сечениях расчетной области.

Для численного интегрирования уравнений Эйлера применяется разностная схема Годунова-Колгана 2-го порядка точности по координатам и времени, обобщенная на случай произвольной пространственной деформируемой разностной сетки [12, 13].

Динамическая модель колеблющейся лопатки описывается с использованием модального подхода [2, 3–9].

Алгоритм решения аэроупругой связанной задачи основан на последовательном по времени интегрировании уравнений газодинамики и уравнений колебаний лопаток с обменом информацией на каждой итерации [19, 20].

Численный анализ. Численное исследование проведено для лопаточного венца последней ступени осевой турбины мощностью 370 МВт в трехмерном потоке идеального газа с учетом деформации диска и расстройки собственных форм колебаний лопаток для 3-х вариантов.

Для каждого из 3-х вариантов приняты следующие граничные условия (рис. 2):

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019



Рис. 2. Распределение полного и статического давления по радиусу венца

- полное давление в абсолютной системе координат на входе $P_0 = 29400 - 37800$ Па;

- полная температура в абсолютной системе координат на входе $T_0 = 348$ K;

углы потока на входе в статор в тангенциальной
 (α) и меридиональной (γ) плоскостях заданы;

- статическое давление на выходе за венцом $P_2 = 10400 \text{ Па};$

- число оборотов ротора n = 3000 об/мин.

Варианты 1, 2 и 3 отличаются количеством узловых диаметров (УД) и собственными формами.

Межлопаточный фазовый угол сдвига по фазе колебаний лопаток (МЛФУ) определяется количеством узловых диаметров

МЛФУ =
$$360^{\circ} \times \frac{Y \Pi}{z}$$
.

Для варианта 1 количество узловых диаметров равно УД = 13, МЛФУ = 88,3°, для варианта 2 количество узловых диаметров равно УД = 26, МЛФУ = 176,6°, для варианта 3 количество узловых диаметров равно УД = 40, МЛФУ = 271,7°.

В расчете учитывалась 1-я собственная форма колебаний с частотой v = 110 Гц. Собственные формы для каждой лопатки заданы в зависимости от числа узловых диаметров. На рис. 3 показаны перемещения центров тяжести периферийного сечения лопаток 1, 2, 52, 53 в окружном направлении для каждого из 3-х вариантов.

На 1-м этапе выполнены аэродинамические расчеты потока газа через вращающийся лопаточный венец при заданном законе гармонических колебаний с постоянным МЛФУ для каждого из вариантов:

$$q_j = q_0 \sin[2\pi v t + (j-1) \cdot \delta], \tag{1}$$

где *q_i* – модальный коэффициент;

j – номер лопатки;

*q*₀ – амплитуда колебаний;

v – частота собственной формы колебаний;

δ – МЛФУ соседних лопаток.

На рис. 4 показаны изменения модальных коэффициентов 4-х лопаток (1, 2, 52, 53) в течение одного периода гармонических колебаний для 3-х вариантов.





Перемещение лопатки определяется модальным коэффициентом и собственной формой.

$$u(x, y, z, t) = U(x, y, z) \cdot q(t), \qquad (2)$$

где U(x, y, z) – вектор перемещения лопатки по собственной форме;

q(t) – модальный коэффициент.

Аэроупругая устойчивость системы «поток газа лопаточный венец» определяется аэродинамическим аэродемпфирования D, равным коэффициентом взятому со знаком «минус» коэффициенту работы W, совершаемой нестационарной аэродинамической нагрузкой, действующей на лопатку за один период Знак «минус» работы колебаний. W (D > 0)соответствует аэродемпфированию, знак «плюс» (D < 0) – самовозбуждению.

Изменение коэффициента аэродемпфирования *D* по высоте 1-й лопатки для 3-х вариантов приведено на

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 рис. 5. Как видно из графиков, максимальное (среднее по высоте лопатки) значение коэффициента аэродемпфирования, т. е. аэроупругая устойчивость, соответствует МЛФУ = 88,3° (вариант 1).



Рис. 4. Изменение модального коэффициента для расстроенных рабочих лопаток: *а* – вариант 1; *б* – вариант 2; *в* – вариант 3







Начиная с некоторого момента времени, движение лопаток определяется нестационарными аэродинамическими нагрузками, действующими на лопатки, и деформацией лопаток (связанные аэроупругие колебания). Расчеты связанных аэроупругих колебаний выполнены в течение 10 периодов колебаний (~4,5 оборотов ротора). Модальная сила, соответствующая перемещению лопатки по собственной форме, рассчитывается на каждой итерации в соответствии с распределением давления *p* по поверхности лопатки о

$$\lambda_{i} = \frac{\iint p \, \overline{U} \cdot \overline{n}^{\circ} \, d\sigma}{\iiint \rho \, \overline{U}^{2} \, d \, \nu} \,. \tag{3}$$

Перемещение лопатки определяется по формуле 2, а модальный коэффициент q(t) определяется из решения дифференциального уравнения

$$\ddot{q}_i(t) + 2h_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \lambda_i(t), \qquad (4)$$

где *h* – коэффициент механического демпфирования; v – частота 1-й собственной формы колебаний.

На рис. 6, 7 приведены графики перемещения центра тяжести периферийного сечения 1-й лопатки в окружном направлении *hy* (вариант 1 – рис. 6, *a*, вариант 2 – рис. 6, *в*, вариант 3 – рис. 6, *d*), осевом направлении *hz* (вариант 1 – рис. 7, *a*, вариант 2 – рис. 7, *в*, вариант 3 – рис. 7, *d*) в течение десяти периодов связанных колебаний и их амплитудночастотные спектры.

Как следует из графиков, основной вклад в колебания лопаток вносит гармоника с частотой близкой к частоте собственной формы колебаний (~110 Гц). Из расчета следует, что все колебания демпфируются.

На рис. 8, 9 представлены графики нестационарных аэродинамических сил, действующих на периферийный слой рабочих лопаток ротора в окружном направлении Fy и осевом направлении Fz и их амплитудно-частотные спектры для трех вариантов МЛФУ и собственных форм колебаний лопаток.

Основной вклад в аэродинамические нагрузки вносят низкочастотные гармоники, вызванные колебаниями лопаток по 1-й собственной форме.

Выводы. Проведен численный анализ влияния расстройки собственных форм и межлопаточного угла сдвига по фазе колебаний лопаток на нестационарные нагрузки и амплитуды колебаний лопаток на основе метода расчета связанной задачи нестационарной газодинамики и упругих колебаний лопаток для двух вариантов.

Первый вариант с 13 узловыми диаметрами и МЛФУ = 88,3 характеризуется более высоким значением коэффициента аэродемпфирования и, следовательно, болем высокой аэроупругой устойчивостью.

Основной вклад в колебания лопаток вносят колебания с частотой близкой к частоте 1-й собственной формы.

Основной вклад в нестационарные аэродинамические нагрузки вносят низкочастотные колебания расстроенных лопаток.

Предложенный метод решения связанной задачи аэроупругости позволяет прогнозировать режимы колебаний лопаток и нестационарные нагрузки с целью повышения надежности лопаточных аппаратов турбомашин.







Рис. 7. Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки ротора в осевом направлении: *a*, *б* – 1-й вариант; *в*, *г* – 2-й вариант; *д*, *e* – 3-й вариант





а, б – 1-й вариант; в, г – 2-й вариант; д, е – 3-й вариант



Рис. 9. Изменение нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки ротора в осевом направлении:

а, *б* – 1-й вариант; *в*, *г* – 2-й вариант; *д*, *е* – 3-й вариант

Список литературы

- 1. Гнесин В. И., Колодяжная Л. В. Аэроупругие явления в турбомашинах. Аэрогидродинамика и аэроакустика: проблемы и перспективы: сб. науч. тр. Харьков: Нац. аэрокосмический ун-т «ХАИ». 2009. № 3. С. 53–62.
- Cinnella P., Palma De, Pascazio G., Napolitano M. A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity. *Journal of Turbomachinery*. 2004. Vol. 126. P. 310–316.
- Rządkowski R., Soliński M., Szczepanik R. The unsteady lowfrequency aerodynamic forces acting on the rotor blade in the first stage of an jet engine axial compressor. *Advances in vibration engineering*. 2012. Vol. 11, no. 2. P. 193–204.
- Soliński M., Rzadkowski R., Szczepanik R., Drewczyński M. The unsteady low-frequency forces acting on the rotor blade in the first stage on an axial compressor of SO-3 jet engine. *Journal of Vibration Engineering and Technologies*. 2014. Vol. 2, no. 4. P. 385–393.
- Tanuma T., Okuda H., Hashimoto G., Yamamoto S., Skubukawa N., Okunao K., Saeki H., Tsukunda T. Aerodynamic and Structural Numerical Investigation of Unsteady Flow Effects on Last Stage Blades. Proc. of ASME Turbo Expo 2015. Vol. 8: Microturbines, Turbochargers and Small Turbomachines; Steam Turbines (15–19 June 2015, Montreal, Quebec, Canada). P. GT2015–43848. doi: 10.1115/GT2015-43848
- Petrie-Repar P., Fuhrer C., Grübel M., Vogt D. Two-Dimensional Steam Turbine Flutter Test Case. Proc. of the 14th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines (8–11 September 2015, Stockholm, Sweden). Stockholm: ISUAAAT14 Organizing Committee, 2015. P. 33–43.
- Petrie-Repar P., Makhnov V., Shabrov N., Smirnov E. Analysis of a Long Shrouded Steam Turbine. Proc. of ASME Turbo Expo 2014. Vol. 7B: Structures and Dynamics (16–20 June 2014, Düsseldorf, Germany). P. GT2014–26874. doi: 10.1115/GT2014-26874
- 8. Zhou B., Mujezinovic A., Coleman A., Ning W., Ansari A. Forced

Response Prediction for Steam Turbine Last Stage Blade Subject to Low Engine Order Excitation. *Proc. of ASME Turbo Expo 2011. Vol. 7: Turbomachinery (6–10 June 2011, Vancouver, British Columbia, Canada).* P. GT2011–46856. doi: 10.1115/GT2011-46856

- Wang Wei-Ze, Xuan Fu-Zhen, Zhu Kui-Long, Tu Shan-Tung. Failure Analysis of the Final Stage Blade in Steam Turbine. *Engineering Failure Analysis*. 2007. Vol. 14. P. 632–641. doi: 10.1016/j.engfailanal.2006.03.004
- Liu F., Cai J., Zhu Y., Wong A. S. F., Tsai H. M. Calculation of wing flutter by a coupled fluid-structure method. *Journal of Aircraft*. 2001. Vol. 38 (2). P. 334–342.
- Huang X. Q., He L., Bell D. L. Influence of Upstream Stator on Rotor Flutter Stability in a Low Pressure Steam Turbine Stage. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy.* 2006. Vol. 220, issue 1. P. 25–35.
- Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я., Крайко А. Н., Прокопов Г. П. Численное решение многомерных задач газовой динамики. Москва: Наука, 1976. 400 с.
- 13. Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Жандковски Р. Численный анализ трёхмерного нестационарного потока идеального газа в последней ступени турбомашины с учётом неосесимметричного выхлопного патрубка. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 8 (1180). С. 47–53. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.06
- Moyround F., Cosme N., Jöcker M., Fransson T. H., Lornagex D., Jacquet-Richardet G. A fluid-structure interfacing technique for computational aeroelastic simulations. *Proc. of the 9th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines (4–8 September 2000, Lyon, France).* Lyon: ISUAAAT 9, 2000. P. 11.
- Dowell E. H., Howard C., Curtiss Jr., Scanlan H. Robert, Sisto Ferrando. A modern course in aeroelasticity. Netherlands: Kluwer Academic Publ., 1989. 555 p.
- 16. Sanvito M., Pesatori E., Bachschmidt N., Chatterton S. Analysis of

LP steam turbine blade vibration: experimental results and numerical simulations. *10th Int. Conf. on Vibrations in Rotating Machinery (11–13 September 2012, London).* London: IMechE, 2012. P. 189–197.

- McNamara J. J., Friedmann P. P., Powell K. G., Bartels R. E., Thruthimattam B. J. Aeroelastic and Aerothermoelastic Behavior in Hypersonic Flow. *Journal AIAA*. 2008. Vol. 46, no. 10. P. 2591–2610.
- Bolcs A., Fransson T. Aeroelasticity in turbomachines. Comparison of theoretical and experimental cascade results. *Communication du Laboratoire de Thermique Appliquée et de Turbomachines*. 1986. No. 13. 174 p.
- Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V. Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow. *Journal Problems in Mash. Eng.* 1999. Vol. 1, no. 2. P. 65–76.
- Höhn W. Numerical investigation of blade flutter at or near stall in axial turbomachines. *Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology,* S-10044. Stockholm, 2000. 180 p.

References (transliterated)

- Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V. Aerouprugie yavleniya v turbomashinakh [The aeroelastic phenomena in the turbomachines]. *Aerogidrodinamika i aeroakustika: problemy i perspektivy: sb. nauch. tr.* [Aerohydrodynamics and aeroacoustics: problems and prospects: a collection of scientific papers]. Kharkov, Nats. aerokosmicheskiy un-t "KhAI" Publ., 2009, no. 3, pp. 53–62.
- Cinnella P., Palma De, Pascazio G., Napolitano M. A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity. *Journal of Turbomachinery*. 2004, vol. 126, pp. 310–316.
- 3. Rządkowski R., Soliński M., Szczepanik R. The unsteady lowfrequency aerodynamic forces acting on the rotor blade in the first stage of an jet engine axial compressor. *Advances in vibration engineering*. 2012, vol. 11, no. 2, pp. 193–204.
- Soliński M., Rzadkowski R., Szczepanik R., Drewczyński M. The unsteady low-frequency forces acting on the rotor blade in the first stage on an axial compressor of SO-3 jet engine. *Journal of Vibration Engineering and Technologies*. 2014, vol. 2, no. 4, pp. 385–393.
- Tanuma T., Okuda H., Hashimoto G., Yamamoto S., Skubukawa N., Okunao K., Saeki H., Tsukunda T. Aerodynamic and Structural Numerical Investigation of Unsteady Flow Effects on Last Stage Blades. Proc. of ASME Turbo Expo 2015. Vol. 8: Microturbines, Turbochargers and Small Turbomachines; Steam Turbines (15–19 June 2015, Montreal, Quebec, Canada). P. GT2015–43848. doi: 10.1115/GT2015-43848
- Petrie-Repar P., Fuhrer C., Grübel M., Vogt D. Two-Dimensional Steam Turbine Flutter Test Case. Proc. of the 14th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines (8–11 September 2015, Stockholm, Sweden). Stockholm, ISUAAAT14 Organizing Committee Publ., 2015, pp. 33–43.
- Petrie-Repar P., Makhnov V., Shabrov N., Smirnov E. Analysis of a Long Shrouded Steam Turbine. Proc. of ASME Turbo Expo 2014. Vol. 7B: Structures and Dynamics (16–20 June 2014, Düsseldorf, Germany). P. GT2014–26874. doi: 10.1115/GT2014-26874
- Zhou B., Mujezinovic A., Coleman A., Ning W., Ansari A. Forced Response Prediction for Steam Turbine Last Stage Blade Subject to Low Engine Order Excitation. Proc. of ASME Turbo Expo 2011.

Vol. 7: Turbomachinery (6–10 June 2011, Vancouver, British Columbia, Canada). P. GT2011–46856. doi: 10.1115/GT2011-46856

- Wang Wei-Ze, Xuan Fu-Zhen, Zhu Kui-Long, Tu Shan-Tung. Failure Analysis of the Final Stage Blade in Steam Turbine. *Engineering Failure Analysis*. 2007, vol. 14, pp. 632–641. doi: 10.1016/j.engfailanal.2006.03.004
- Liu F., Cai J., Zhu Y., Wong A. S. F., Tsai H. M. Calculation of wing flutter by a coupled fluid-structure method. *Journal of Aircraft*. 2001, vol. 38 (2), pp. 334–342.
- Huang X. Q., He L., Bell D. L. Influence of Upstream Stator on Rotor Flutter Stability in a Low Pressure Steam Turbine Stage. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy.* 2006, vol. 220, issue 1, pp. 25–35.
- Godunov S. K., Zabrodin A. V., Ivanov M. Ya., Krayko A. N., Prokopov G. P. *Chislennoe reshenie mnogomernykh zadach gazovoy dinamiki* [Numerical solution of multidimensional problems of gas dynamics]. Moscow, Nauka Publ., 1976. 400 p.
- 13. Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V., Zhandkovski R. Chislennyy analiz trekhmernogo nestatsionarnogo potoka ideal'nogo gaza v posledney stupeni turbomashiny s uchetom neosesimmetrichnogo vykhlopnogo patrubka [Numerical Analysis of the Three-Dimensional Nonstationary Flow of Ideal Gas in the Last Stage of Turbine Machine Taking into Consideration the Nonaxisymmetric Exhaust Pipe Branch]. Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 8 (1180), pp. 47–53. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.06
- Moyround F., Cosme N., Jöcker M., Fransson T. H., Lornagex D., Jacquet-Richardet G. A fluid-structure interfacing technique for compulational aeroelastic simulations. *Proc. of the 9th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines (4–8 September 2000, Lyon, France).* Lyon, ISUAAAT 9 Publ., 2000, p. 11.
- Dowell E. H., Howard C., Curtiss Jr., Scanlan H. Robert, Sisto Ferrando. A modern course in aeroelasticity. Netherlands, Kluwer Academic Publ., 1989. 555 p.
- Sanvito M., Pesatori E., Bachschmidt N., Chatterton S. Analysis of LP steam turbine blade vibration: experimental results and numerical simulations. *10th Int. Conf. on Vibrations in Rotating Machinery* (11–13 September 2012, London). London, ImechE Publ., 2012, pp. 189–197.
- McNamara J. J., Friedmann P. P., Powell K. G., Bartels R. E., Thruthimattam B. J. Aeroelastic and Aerothermoelastic Behavior in Hypersonic Flow. *Journal AIAA*. 2008. Vol. 46, no. 10, pp. 2591–2610.
- Bolcs A., Fransson T. Aeroelasticity in turbomachines. Comparison of theoretical and experimental cascade results. *Communication du Laboratoire de Thermique Appliquée et de Turbomachines*. 1986, no. 13, 174 p.
- Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V. Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow. *Journal Problems in Mash. Eng.* 1999, vol. 1, no. 2, pp. 65–76.
- Höhn W. Numerical investigation of blade flutter at or near stall in axial turbomachines. *Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, S-10044*. Stockholm, 2000. 180 p.

Поступила (received) 08.08.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гнесін Віталій Ісаєвич (Гнесин Виталий Исаевич, Gnesin Vitaly) – доктор технічних наук, професор, ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, головний науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-6411-6158; e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua

Колодяжна Любов Володимирівна (Колодяжная Любовь Владимировна, Kolodyazhnaya Lyubov) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-5469-4325; e-mail: lyubovvladimirovna60@gmail.com

Rzadkowski Romuald – Doctor of Technical Sciences, Professor, The Institute flow machines PAN, Head of Department of Dynamics and Aeroelasticity; Gdansk, Poland; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0560-1222; e-mail: z3@imp.gda.pl

УДК 62.135

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.07

В. Г. СОЛОДОВ, В. А. КОНЕВ

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЫХЛОПНОГО ОТСЕКА ЦИЛИНДРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ С РАЗРЕЗНЫМ ДИФФУЗОРОМ В ДИАПАЗОНЕ РЕЖИМОВ

Разработана и исследована численная модель варианта выхлопного отсека, включающего межступенчатый канал, отбор пара перед диафрагмой последней ступени, два отсоса пара из межвенцового зазора с камерой влагоудаления, надбандажные протечки, инжекцию пара из камеры влагоудаления в канал диффузора. Представлены результаты численного исследования газодинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека цилиндра низкого давления, включающего последнюю ступень с рабочей лопаткой длиной 1100 мм и выхлопной тракт, на частичных режимах. Течение в каждой расчетной подобласти описывается полной системой нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру. Турбулентные эффекты описаны на основе модели SST Ментера в ступени, и модифицированной дифференциальной модели турбулентности Спаларта-Аллмараса в тракте. Интегрирование системы уравнений Навье-Стокса и ассоциированных уравнений осуществляется с помощью авторского программного комплекса MTFS®. Расчетные подобласти аппроксимируются неструктурированными гексагональными сетками. В данных расчетах солвер использует неявную paзностную TVD схему конечных объемов 2-го порядка точности на основе решения задачи Римана на гранях элементарных объемов. Организация вычислений использует вариант алгоритма, основанного на расщеплении вычислительного процесса для многопроцессорных платформ. Модель ступени основана на осреднении потоков массы, импульса и энергии в окружном направлении. Передача параметров от ступени к патрубку и обратно осуществлялась на основе осреднения по массовому расходу. Все расчеты выполнены на основе модели влажного пара, заданного таблицами. Использовано приближение равновесной конденсации. Исследуется работа варианта выхлопного отсека для частичных режимов турбины К-220-44-2М АЭС «Ловииса». Обсуждается эффективность организации выхода избыточного пара из камеры влагоудаления через тангенциальные щели в нижней половине выпуклой оболочки диффузора.

Ключевые слова: цилиндр низкого давления, проточная часть, численная модель, отборы, уплотнения, разрезной диффузор.

В. Г. СОЛОДОВ, В. А. КОНЕВ АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИХЛОПНОГО ВІДСІКУ ЦИЛІНДРА НИЗЬКОГО ТИСКУ З РОЗРІЗНИМ ДИФУЗОРОМ В ДІАПАЗОНІ РЕЖИМІВ

Розроблено та досліджено чисельну модель варіанту вихлопного відсіку, що включає міжступеневий канал, відбір пари перед діафрагмою останнього ступеня, два відсмоктування пари з міжвінцевого зазору із камерою видалення вологи, надбандажне протікання, інжекцію пари з камери видалення вологи в канал дифузора. Представлено результати чисельного дослідження газодинамічних і енергетичних характеристик вихлопного відсіку циліндра низького тиску, що включає останній ступінь з робочою лопаткою довжиною 1100 мм та вихлопной тракт, на часткових режимах. Течія в кожній розрахунковій підобласті описується повною системою нестаціонарних рівняь Нав'є-Стокса, усереднених за Рейнольдсом-Фавром. Турбулентні ефекти описані на основі моделі SST Ментера в ступені, і модифікованої диференційної моделі турбулентності Спаларта-Аллмараса в тракті. Інтегрування системи рівнянь Нав'є-Стокса і асоційованих рівнянь здійснюється за допомогою авторського програмного комплексу *MTFS*[®]. Розрахункові підобласті апроксимуються неструктурованими гексагональними сітками. В даних розрахунках солвер використовує неявну різницеву *TVD* схему скінченних об'ємів 2-го порядку точності на основі рішення задачі Рімана на гранях елементарних об'ємів. Організація обчислень використовує варіант алгоритму, заснованого на розщепленні обчислювального процесу для багатопроцесорних платформ. Модель ступеня заснована на усередненні потоків маси, імпульсу і енергії в окружному напрямку. Передача параметрів від ступеня до патрубку і назад здійснювалася на основі усереднення по масовій витора. Досліджується робота варіанту вихлопного відсіку для часткових режимів толокі кондені колосої такоми виконані на основі кондення по масовій вологої пари, заданої таблицями. Використаю наближення рівноважної конденсації. Досліджується робота варіанту вихлопного відсіку для часткових режимів турбіни К-220-44-2М АЕС «Ловіса». Обговорюється ефективність організації виходу надлишкової пари з камери видалення вологи через тангенціальні щілини в нижній половині опуклої оболонки диф

Ключові слова: циліндр низького тиску, проточна частина, чисельна модель, відбори, ущільнення, розрізний дифузор.

V. SOLODOV, V. KONEV ANALYSIS OF EFFICIENCY OF THE EXHAUST COMPARTMENT OF THE LOW-PRESSURE CYLINDER WITH A CUT DIFFUSER IN THE RANGE OF REGIMES

Numerical model of exhaust compartment variant, including the interstage channel, steam extraction in front of the last stage diaphragm, two steam suctions from the interrow gap with a dehumidification chamber, over-leakage, and steam injection from the dehumidification chamber into the diffuser channel has been developed and investigated. The results of a numerical study of the gas-dynamic characteristics of the exhaust compartment of low-pressure cylinder, including the last stage with a blade length of 1100 mm and the exhaust path, for partial regimes are presented. The flow in each computational subdomain is described by the complete system of unsteady Navier-Stokes equations averaged over Reynolds-Favre. Turbulent effects are described on the basis of the SST Menter model in the stage, and the modified Spalart-Allmaras differential turbulence model in the path. The integration of the Navier-Stokes system of equations and the associated equations is carried out using an author software package *MTFS*[®]. The calculated subdomains are approximated by unstructured hexagonal grids. In these calculations, the solver used an implicit difference *TVD* scheme of finite volumes of the 2nd order of accuracy based on the solution of the Riemann problem on the faces of the elementary volumes. Organization of calculations used a variant of the algorithm based on splitting the computational process for multiprocessor platforms. The model of stage is based on averaging the mass, momentum and energy fluxes in the circumferential direction in the interstage gap during the passage of the rotor blade along the stage to the exhaust hood and back was carried out based on mass flow averaging. All calculations are abseed on the model of wet steam given by the tables. The equilibrium condensation approximation was used. The operation of exhaust compartment variants is considered for the partial regimes of the K-220-44-2M turbine of the Loviisa NPP. The effectiveness of organizing the release of excess steam from the moisture remo

Keywords: low-pressure cylinder, flow path, numerical model, extraction, seals, cut diffuser.

© В. Г. Солодов, В. А. Конев, 2019

Введение. Современные энергетические паровые турбины в значительной мере определяются эффективностью и надёжностью цилиндра низкого давления (ЦНД), центральное место в котором занимает выхлопной отсек, включающий последнюю ступень и выхлопной тракт в составе выхлопного и переходного патрубков [1]. В мощных паровых турбинах потери с выходной скоростью составляют значительную величину от располагаемого перепада тепла [2-4],поэтому совершенствование газодинамических и энергетических характеристик выхлопного тракта может обеспечить заметное повышение КПД всего турбоагрегата [5]. Также выхлопной тракт паровой турбины в значительной мере определяет вибрационную надёжность рабочих лопаток последней ступени, поэтому вопросы газодинамической отработки выхлопных трактов постоянно находятся в центре внимания проектирующих организаций [2-4].Экспериментальные исследования лают не систематизированного материала для анализа работы выхлопных отсеков, поэтому в исследованиях важную роль играет численное моделирование.

Работа посвящена численному исследованию аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека мощной паровой турбины в составе последней ступени, выхлопного патрубка, переходного патрубка, камеры отсоса влаги на серии режимов. Особенностью выхлопного патрубка является наличие разрезного диффузора [6, 7]. Работа продолжает исследование авторов [7] и использует модель равновесного влажнопарового потока через ЦНД, [8]. выхлопной отсек описанную в Исследование проведено расчётным методом с использованием программного комплекса *MTFS*[®] [9].

1. Краткое описание объекта исследования и особенности численной модели. Выхлопной отсек ЦНД состоит из последней ступени, выхлопного патрубка (ВП) с осерадиальным диффузором (ДФ), камеры для сбора влаги и переходного патрубка (ПП) (рис. 1, 2).







Рис. 2. Модель ВП и ПП; вид по ходу пара

Характерными особенностями ступени являются «обратная закрутка» сопловых попаток цельнофрезерованный полочный бандаж, одна промежуточная демпферная связь и развитая система влагоудаления. Рабочее колесо уплотнено надбандажным кольцом. Описание конструкции основных элементов отсека дано в [10, 11]. Некоторые основные параметры исходного отсека: высота рабочей лопатки – 1100 мм, веерность – 2,73; степени расширения: осерадиального диффузора - 2,3, патрубка – 2,0; частота вращения ротора 50 c^{-1} .

Выхлопной патрубок состоит из осерадиального диффузора и сборной камеры с элементами силовой системы, и снабжен стержневой системой жёсткости. Исходный диффузор выполнен с радиальностью $\overline{\mu}_{2\mu} = \mu_{2\mu} / D_{y,\kappa} = 1,296$ и степенью расширения $n_{\text{Д}} = F_{2\text{Д}} / F_1 = 2,256$, т. е. $n_{\text{Д}} > n_{\Pi}$. Согласно [2, 10] степень расширения осерадиального диффузора в системе ВП должна составлять 0,7-0,8n_П или значительно меньше. Эффективность перерасширенного диффузора подтверждена экспериментальными исследованиями МЭИ на модели ВП [12,13].

сборной Длина камеры составляет $\overline{L}_{B\Pi} = L_{B\Pi} / D_{VK} = 0,58$, ширина сборной камеры ВП – $\overline{B}_{B\Pi} = B_{B\Pi} / D_{y,k} = 2,13$. Степень расширения ВП с $n_{\rm B\Pi} = F_{2\rm B\Pi} / F_1 = 2,0.$ Таким такими размерами образом, в исходном варианте ВП значения $\overline{L}_{B\Pi}$, $\overline{B}_{B\Pi}$, [11] практически данным приняты по $n_{\rm B\Pi}$ минимальной величины.

каждой Течение расчетной подобласти в описывается полной системой нестационарных осредненных уравнений Навье-Стокса, по Рейнольдсу-Фавру. Система дополняется дифференциальными уравнениями модели турбулентности. Интегрирование системы уравнений Навье-Стокса И ассоциированных уравнений осуществляется с помощью программного



комплекса *MTFS*[®] [7].

Солвер использует неявную разностную TVD схему конечных объемов 2-го порядка точности на основе решения задачи Римана на гранях элементарных объемов. Организация вычислений использует вариант алгоритма, опубликованного в [7, 14–17], с расщеплением вычислительного процесса для многопроцессорных платформ. Турбулентные эффекты описаны на основе модели Ментера [16] в ступени, и модифицированной дифференциальной модели турбулентности Спаларта-Аллмараса [16] в патрубке. Математическая модель ступени [14-17] основана на осреднении потоков массы, импульса и энергии в окружном направлении в межступенчатом зазоре за время прохождения лопатки ротора вдоль шага решетки статора. Передача параметров от ступени к патрубку и обратно выполняется на основе осреднения по массовому расходу.

Трехмерная модель проточной части построена по геометрическим данным на основе твердотельного моделирования. Для сложных областей применяется блочно-структурированный метод построения сеток. Мощности сеточного разбиения составляют около 1,5 млн. гексаэдров в расчетной области одного соплового аппарата и около 2,0 млн. гексаэдров в области рабочего канала.

Выхлопной и переходный патрубки описаны сеткой около 15,5 млн. гексаэдров. Пограничные слои описываются облегающими сетками на основе экспоненциального сгущения ячеек к стенке с параметром погранслоя $Y^+ < 2$ в области ступени и $Y^+ < 4$ в области патрубка.

Методика обработки данных численного эксперимента изложена в [17–20] и опирается на переменные во времени поля давления, плотности, температуры, влажности, энтальпии, энтропии и трех компонент вектора скорости в абсолютной либо вращающейся системе отсчета. Временная составляющая полей в процессе расчета усредняется на представительном интервале времени.

Для канала статора в качестве расчетных выбираются сечения, отвечающие входной и выходной (интерфейсной) границам канала.

Располагаемый перепад на ступени вычисляется по разности энтальпий

$$E_0 = H_{0C}^* + H_{0P} = h_0^* - h_{2t}$$

Тут и ниже (*) – означает параметры торможения, *t* – означает теоретическое значение параметра, 0, 1, 2 – означают сечения входа, интерфейса и выхода ступени.

Реакция ступени и потеря энергии с выходной скоростью вычислена по формулам:

$$\rho = H_{0P}/E_0$$
, $\zeta_{\text{B.C.}} = 0.5C_2^2/E_0$.

Для канала ротора в качестве расчетных сечений выбираются сечения во вращающейся системе отсчета. Сечение за кромками рабочей лопатки (РЛ) расположено на расстоянии около 10 мм и охватывает всю длину рабочей лопатки и область надбандажного зазора до козырька.

Эффективность системы выхлопного патрубка и переходного патрубка определялась по полным и внутренним потерям согласно формулам [2]:

$$\zeta_{\Pi} = (P_{_{\rm H}}^* - P_{_{\rm K}})/q_{_{\rm BX}}, \ \zeta_{_{\rm BH}} = (P_{_{\rm H}}^* - P_{_{\rm K}}^*)/q_{_{\rm BX}}.$$

Коэффициент окружной неравномерности поля статического давления на входе в ДФ определялся на основании среднерасходных значений статического давления по формуле:

$$\Omega_p = (p_{\max} - p_{\min})/q_{\text{BX}}.$$

Коэффициент неравномерности поля скорости по выходной площади ВП вычислялся на основании значений расходной компоненты скорости по формуле [2]:

$$\Omega_u = \left(u_{\max} - u_{\min} \right) / u_{cp}$$

2. Постановка задачи моделирования. В данной работе результаты расчетов вариантов выхлопного отсека представлены для частичных режимов турбины К-220-44-2М АЭС «Ловииса» (4-х ступенчатый отсек) при пропуске массового расхода около – 100 % G, 60 % G, 40 % G (G = 52,5 кг/сек).

Течение влажного пара рассчитывалось на основе входных условий за рабочей лопаткой предвключенной ступени с учетом надбандажной протечки из уплотнения предвключенной ступени. Также реализован заданный отбор пара на периферии входной области в диафрагму ступени. Струя надбандажной протечки на выходе из надбандажной щели предпоследней ступени задавалась закрученной под углом 50 градусов к оси турбины в направлении вращения при влажности 4%. Полная температура ступени составляла $T_0 = 333 K$ при расходе 0,56 кг/сек.

За сопловой лопаткой в межвенцовом зазоре реализованы два кольцевых отсоса влагоемкого пара и влаги в камеру влагоудаления на обечайке диффузора. Последующий отвод одной части пара в канал диффузора реализован через щель инжекции на обечайке диффузора, а другой – через специальные окна (или щели) в стенке камеры влагоудаления непосредственно в сборную камеру выхлопного патрубка. Модель рабочей лопатки реализована с надбандажной щелью и проволочной связью в полном объеме по аналогии с [7].

Расчетные модели содержали осерадиальный диффузор, реализованный с кольцевой щелью для инжекции пара из камеры влагоудаления. Сборная камера стеснена выемкой для доступа к подшипнику вала и содержит разделительные ребра в плоскости симметрии патрубка.

Вариант L4 построен на основе варианта ВП L4/2_2 детально описанного в [7]; высота крышки L4 уменьшена до 3600 мм. Относительная высота крышки снизилась с 1,98 до 1,74.

Вариант L4_M получен из исходного варианта диффузора L4 (рис. 3, *a*) в результате устройства в нижней половине сборной камеры диффузора с меньшей расширения большей степенью И (рис. 3, б). радиальностью При этом выход пара камеры влагоудаления избыточного ИЗ организован через тангенциальные щели в стенке камеры в нижней половине патрубка с целью инжектирования основного потока для заполнения пространства под камерой влагоудаления [6].

Расчеты вариантов отсека выполнены при задании на входе равномерных окружных распределений полных параметров – давления, температуры, влажности и направления потока по данным тепловых расчетов ЦНД. На выходе из переходного патрубка задавалась величина давления в конденсаторе, в щели отбора задавался расход. Из периферийной части межвенцового зазора пар выводился в камеру влагоудаления на обечайке диффузора. Из камеры часть пара инжектируется через кольцевую щель на обечайке диффузора, а другая часть сбрасывается в сборную камеру патрубка. В результате получается неравномерный выхлоп влажнопаровой среды в переходный патрубок и конденсатор. Асимметричный разрезной диффузор (рис. 3, δ), предложенный в патенте [6], направлен на выравнивание выхлопа расходной составляющей конденсатор. Его эффективность скорости в подтверждена расчетным моделированием авторов в [7] для номинального режима работы отсека. В данной работе рассматриваются частичные режимы.

2.1 Результаты исследования вариантов L4, L4_M отсека при G-var. Перепад на отсек в варианте L4 на номинальном режиме 100 % G определяется средним полным давлением на входе в ступень около 14100 Па. Потери кинетической энергии, отнесенные к располагаемому перепаду на ступень, в соплах составляют 4,4–4,5 %, на рабочих каналах – 3,55–3,6 %. Потери с выходной скоростью составляют 13,2 % (табл. 1). Потери от проволочной связи составляют 0,2 % перепада на ступень. Подробно эти эффекты обсуждались в [8]. Осредненные по расходу параметры в сечениях выхлопного тракта: на входе $Д\Phi$, на выходе $Д\Phi$, на выходе $B\Pi$, на выходе $\Pi\Pi$ даны в табл. 2.

Ступень в отсеке L4 работает на режиме при $GV_2 = 2117 \text{ м}^3/c$, угол α_2 осредненный по расходу, составляет около 110 градусов в ядре входного течения, для отсека L4_M – 108 градусов.

Для данного режима надбандажная протечка и струя инжекции в совокупности стабилизируют обтекание обечайки диффузора. Этому также способствует и закрутка потока, которая составляет около 20 градусов от осевого направления. Вместе с тем центробежный эффект от закрутки приводит и к негативным явлениям. К ним относятся: 1) отрыв потока в окружном направлении от стенки выемки для доступа к валу в верхней части ВП; 2) неустойчивый отрыв потока от обтекателя диффузора в радиальном направлении, который происходит на изломах втулки. С увеличением среднего радиуса по ходу потока в ДФ отрыв интенсифицируется, особенно вблизи второго излома втулки. Отрывные образования нестационарны и приводят к пульсации расхода пара через выхлопное сечение патрубка.

Открытые окна камеры влагоудаления в исходном диффузоре L4 вследствие сброса части высокоэнергетического пара (около 3,5 кг/сек) создают дополнительное сопротивление течению в сборной камере (рис. 4, *a*), интенсифицируют отрыв в нижней части патрубка под оболочкой камеры влагоудаления. Отрыв провоцирует периодический сход вихрей в нижней части ВП, увеличивает нестационарность выхлопа и повышенные потери давления.

Вариант L4_M отсека с асимметричным разрезным диффузором направлен на уменьшение этого эффекта путем замены окон на тангенциальные щели в стенке камеры влагоудаления на обечайке диффузора (рис. 4, δ , ϵ , ϵ). В рассматриваемом варианте расход пара на входе в ДФ составляет 49,35 кг/с.



Рис. 3. Модели диффузора (вид по ходу пара):

a – диффузор исходный, камера влагоудаления с отверстиями; *б* – диффузор асимметричный, разрезной, камера влагоудаления со щелями в нижней половине





R

Рис. 4. Модели диффузора (вид по ходу пара):

a – L4 –диффузор исходный, камера влагоудаления с отверстиями; *б* – L4 – разрезной, 100 % G; *в* – L4 – разрезной, 60 % G; г – L4 – разрезной, 40 % G; камера влагоудаления со щелями

Расход инжекции через кольцевую щель в обечайке диффузора (при закрытых окнах) составляет около 2,99 кг/с, расход пара через цилиндрическую поверхность выхода из ДФ ~ 51,14 кг/с, расход пара на выходе из ВП ~ 52,1 кг/с. Разница в расходах (с учетом нестационарности в патрубке) составляет величину расхода от сброса пара через указанные выше щели.

2

Таким образом, в варианте L4_M расход пара в инжекцию в сравнении с L4 возрастает, сброс пара из камеры влагоудаления через тангенциальные щели снижается.

Таблица 1 – Потери кинетической энергии на ступени, неравномерность давления на входе в Д	ДΦ
---	----

Doverne	Расход Потери отн. перепада на ступень		епада на ступень				
Режим	кг/с	статор	ротор	геакция ср. радиус	потери вых. ск	\mathfrak{a}_2 ср. радиус	
L4-100 %	53,83	0,0451	0,036	0,4385	0,1338	112,6	
L4_M 100 % G	52,8	0,0441	0,0362	0,460	0,136	108,34	
L4_M 60 % G	33,75	0,0598	0,0495	0,2495	0,252	150,75	
L4_M 40 % G	22,05	0,081	0,1082	0,1117	0,613	159,10	

Таблица 2 - Осредненные по расходу параметры в сечениях выхлопного тракта, коэффициент неравномерности, потери на ВΠ

Вариант	G, кг/сек, вх ДФ	GV вх ДΦ, м ³ /сек	$\zeta_{\Pi O \Pi H} B \Pi$	ζ _{внутр} потери ВП	Р _{динам} вх ДФ, Па	Ω_u вых ВП
L4 100 % G	49,24	2117	0,81	0,25	620	0,425
L4_M 100 % G	49,35	2263	0,739	0,234	634	0,388
L4 60 % G	32,84	1301	1,4	1,10	837	0,763
L4_M 60 % G	30,05	1388	1,35	0,998	755	0,802
L4 40 % G	22,05	821	1,41	1,2	1101	0,469
L4_M 40 % G	20,77	870	1,37	1,147	1021	0,736

По результатам расчетов для номинального режима потери в каналах ступени, отнесенные к перепаду на ступень, и КПД вариантов ступени (табл. 1) L4 и L4_M отличаются мало. Потери с выходной скоростью несколько выше варианта для L4_M и составляют 13,6 %.

Объемный расход пара при массовом расходе за ступенью 49,35 кг/с составляет 2266 м³/с в сравнении с исходным вариантом **L4**, в котором объемный расход составляет 2117 м³/с при массовом расходе за ступенью 49,24 кг/с.

Коэффициенты неравномерности давления на поверхности входа в ДФ для данного варианта выше, чем в исходном варианте L4, потери полного давления снижаются (табл. 2).

Применение варианта **L4_М** увеличивает наполненность сборной камеры, уменьшает объем и количество безрасходных зон, особенно под камерой влагоудаления вблизи плоскости симметрии конструкции. Нижняя половина сборной камеры работает лучше исходного варианта.

На частичных режимах 60 % G и 40 % G закрутка пара за РК вызывает выраженную диагональную структуру потока, прижатие потока к обечайке диффузора в дополнение к действию струи надбандажной протечки и кольцевой инжекции в канал диффузора вдоль обечайки. Нестационарность потока в пространстве диффузора снижается, разница в расходах через верхнюю и нижнюю половины ДФ также снижается.

Режим L4_M 60 % G (рис. 4, 5, 6). В корневом поясе с середины канала РЛ наблюдается отрыв потока от втулки высотой 12 % длины лопатки, который переходит в развитый отрыв потока от втулочной поверхности диффузора. В среднем поясе РЛ область пониженных скоростей, которая на режимах, близких к номинальному, связана с ударом потока в животик РЛ, уменьшена и деформирована из-за уменьшения угла атаки кромок вследствие диагональности структуры. Поток на входе в ДФ закручен со средним углом α_2 около 150,75 градусов. Структура потока диагональная со средним меридиональным углом около 38,1 градус, средняя влажность – 10%, что приводит к некоторой стабилизации границ отрывных областей и снижает уровень нестационарности расхода на выхлопе в сравнении с режимом L4_M.

В диффузоре поток тормозится от средней скорости на входе 0,657 М (при давлении 3103 Па) до средней скорости на выходной цилиндрической поверхности диффузора 0,537 М (при давлении 2922 Па).

В сечении выхода ВП поток движется со среднемассовой скоростью 155,4 м/с при давлении до 2873 Па. На выходе из переходного патрубка поток теряет скорость до 0,114 М (45,6 м/с) при давлении 2840 Па и средней расходной составляющей скорости 43,3 м/с. Разница между давлением в конденсаторе в 100 Па связана с нестационарностью в переходном патрубке. Осредненное динамическое давление на входе в диффузор составляет 755 Па, оценка среднего динамическое давления инжекции около 310 Па. Коэффициент потерь полного давления в диффузоре 1,32, в патрубке в среднем около 1,4±0,1.

Режим L4_M 40 % G (рис. 4, 5, 6). Поток на входе в ДФ сильно закручен, средний угол $\alpha_2 \sim 159$ градусов в ядре входного течения, структура потока диагональная со средним меридиональным углом около 50 градусов, средняя влажность – 7,65 %.

Отрыв от обечайки происходит на середине выпуклой оболочки диффузора и является более для режима L4_M 60 %. интенсивным, чем протечка и струя инжекции не Надбандажная являются стабилизирующими факторами при обтекании оболочки ДΦ внешней вследствие интенсивной закрутки потока. Диагональная структура приводит к стабилизации границ отрывных областей в диффузоре, пространство сборной камеры не заполнено, существуют значительные градиенты скорости.







Рис. 6. Поля чисел Маха в плоскости горизонтального разъема на режимах: *a* – L4; *б* – L4_М 100 %; *в* – L4_М 60 %; *г* – L4_М 40 %

В корневом поясе с середины канала РЛ наблюдается отрыв потока от втулки высотой ~ 25 % длины лопатки, который переходит в отрыв потока от втулки ДФ.

По коэффициенту неравномерности выхлопа Ω_u в сечении соединения с переходным патрубком наблюдается максимум вблизи режима 60 % G. Затем коэффициент Ω_u имеет тенденцию к снижению с падением расхода через отсек, аналогично патрубку L4, однако для L4 падение неравномерности для режима 40 % G более значительно. По-видимому, это связано со стабилизирующим влиянием закрутки потока в сборной камере. Внутренние потери и полные потери в патрубке L4_M для всех режимов ниже, чем для патрубка L4, однако разница в значениях незначительна.

Заключение. 1. Представлены результаты исследований газодинамических параметров проточной части выхлопного тракта с вариантом разрезного диффузора В диапазоне режимов. Исследования выполнены на влажном паре с табличными свойствами при использовании равновесной модели течения, с учётом отсосов пара из межвенцового зазора ступени, утечки через надбандажную щель, инжекции пара в диффузор и сброса части пара из камеры влагоудаления в сборную камеру ВП.

2. Применение ВΠ с асимметричным диффузором и щелями в стенке нижней половины (L4_M) камеры влагоудаления увеличивает наполненность сборной камеры, уменьшает объем и количество малорасходных зон, особенно под камерой влагоудаления вблизи плоскости симметрии конструкции. Нижняя половина сборной камеры функционирует лучше исходного варианта. Полные потери снижаются для всех режимов.

3. Последняя ступень отсека работает без сквозного противотока в корневом поясе вплоть до режима **М 40% G**.

Список литературы

- Швецов В. Л. Опыт ОАО «Турбоатом» в создании и совершенствовании энергосберегающего оборудования для тепловых и атомных электростанций. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2006. № 5. С. 6–11.
- Мигай В. К., Гудков Э. И. Проектирование и расчёт выходных диффузоров турбомашин. Ленинград: Машиностроение, 1981. 272 с.
- Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. Москва: Энергия, 1970. 384 с.
- Зарянкин А. Е., Симонов Б. П. Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин. Москва: МЭИ, 2002. 273 с.
- 5. Гоголев И. Г., Дроконов А. М. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин. Брянск: Грани, 1995. 258 с.

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019

- Юдин Ю. А., Косяк Ю. Ф., Конев В. А., Гаркуша А. В., Галацан В. Н., Гудков Э. И., Тарасенко В. В., Сарабун В. Н. Авт. св. SU1724903A1, СССР. Выхлопная часть паровой турбины. 1992.
- Солодов В. Г., Конев В. А. Анализ эффективности вариантов выхлопного отсека паровой турбины. Энергетика. Известия вузов БНТУ. 2019.
- Дейч М. Е. Газодинамика решеток турбомашин. Москва: Энергоатомиздат, 1996. 527 с.
- Солодов В. Г., Стародубцев Ю. В. Сертификат гос. регистр. авт. прав УГААСП № 5921. Научно-прикладной программный комплекс MTFS[®] для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. 2002.
- Авт. св. SU1839520A1, СССР. Выхлопная часть осевой турбомашины. 1989.
- РТМ 108.020.120-77 Аэродинамическое профилирование и расчёт выхлопных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин.
- Касилов В. Ф., Галацан В. Н., Конев В. А., Денисов В. Н. Исследование выхлопного патрубка ЦНД паровой турбины. *Теплоэнергетика*. 1990. № 5. С. 35–39.
- Касилов В. Ф. Исследование средств активного воздействия на закрученное течение в сборной камере выходных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин. *Теплоэнергетика*. 2000. № 11. С. 28–33.
- Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. Москва: Энергоиздат, 1982. 496 с.
- 15. Vargaftik V. B. Handbook of thermophysical properties of gases and liquids. Moscow: Nauka, 1972. 720 p.
- Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / ред. Черникова В. А. Ленинград: Машиностроение, 1980. 263 с.
- Starodubtsev Yu. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D Model of Viscous Turbulent Flow in One Stage Gas Turbine and Its Experimental Validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14, no. 2. P. 136–141.
- Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Москва: Машиностроение, 1992. 672 с.
- Cherkashenko M. Synthesis of Discrete Drives Control Systems. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). P. 4–9.
- Sokol Ye., Cherkashenko M. Syntesis of control schemes of drives system. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 220 p.

References (transliterated)

- Shvetsov V. L. Opyt OAO "Turboatom" v sozdanii i sovershenstvovanii energosberegayushchego oborudovaniya dlya teplovykh i atomnykh elektrostantsiy [The experience of "Turboatom" in creation and development of power equipment for heat and nuclear plants]. Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2006, no. 5, pp. 6–11.
- Migay V. K., Gudkov E. I. Proektirovanie i raschet vykhodnykh diffuzorov turbomashin [Design and Calculation of Output Diffusers of Turbomachines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981. 272 p.
- Deych M. E., Zaryankin A. E. Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnykh patrubkov turbomashin [The Gasdynamics of Diffusers and Exhaust Hoods of Turbomachines]. Moscow, Energiya Publ.,

1970. 384 p.

- Zaryankin A. E., Simonov B. P. Vykhlopnye patrubki parovykh i gazovykh turbin [Exhaust Hoods of Steam and Gas Turbines]. Moscow, MEI Publ., 2002. 273 p.
- Gogolev I. G., Drokonov A. M. Aerodinamicheskie kharakteristiki stupeney i patrubkov teplovykh turbin [Aerodynamical characteristics of Stages and pipes of Heat Turbines]. Bryansk, Grani Publ., 1995. 258 p.
- Yudin Yu. A., Kosyak Yu. F., Konev V. A., Garkusha A. V., Galatsan V. N., Gudkov E. I., Tarasenko V. V., Sarabun V. N. *Vykhlopnaya chast' parovoy turbiny* [Exhaust Part of Steam Turbine]. Patent USSR, no. SU1724903A1, 1992.
- Solodov V. G., Konev V. A. Analiz effektivnosti variantov vykhlopnogo otseka parovoy turbiny. Energetika [Analysis of Efficiency of Variants of Steam Turbine Exhaust Compartment. Energetika]. *Izvestiya vuzov BNTU*. 2019.
- Deych M. E. Gazodinamika reshetok turbomashin [The Gasdynamics of Turbines Grids]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1996. 527 p.
- Solodov V. G., Starodubtsev Yu. V. Nauchno-prikladnoy programmnyy kompleks MTFS® dlya rascheta trekhmernykh vyazkikh turbulentnykh techeniy zhidkostey i gazov v oblastyakh proizvol'noy formy [Scientific Application Software MTFS[®] for Calculation of 3D Viscous Turbulent Flows of Liquids and Gases in the Regions of Arbitrary Form]. Patent UGAASP, no. 5921, 2002.
- 10. Vykhlopnaya chast' osevoy turbomashiny [Exhaust Part of Axial Turbine]. Patent USSR, no. SU1839520A1, 1989.
- RTM 108.020.120-77 Aerodinamicheskoe profilirovanie i raschet vykhlopnykh patrubkov tsilindrov nizkogo davleniya parovykh turbin [Aerodynamic Profiling and Calculation of Exhaust Hoods of Lowpressure Cylinders of Steam turbines].
- Kasilov V. F., Galatsan V. N., Konev V. A., Denisov V. N. Issledovanie vykhlopnogo patrubka TsND parovoy turbiny [The Study of L.P.C. Exhaust Hood of Steam Turbine]. *Teploenergetika*. 1990, no. 5, pp. 35–39.
- Kasilov V. F. Issledovanie sredstv aktivnogo vozdeystviya na zakruchennoe techenie v sbornoy kamere vykhodnykh patrubkov tsilindrov nizkogo davleniya parovykh turbin [The Study of Active Impact on the Swirled Flow in hoods of Outlet Pipes of LPC of Steam Turbines]. *Teploenergetika*. 2000, no. 11, pp. 28–33.
- Samoylovich G. S., Troyanovskiy B. M. Peremennye i perekhodnye rezhimy v parovykh turbinakh [Variable and Transfer Regimes in Steam Turbines]. Moscow, Energoizdat Publ., 1982. 496 p.
- Vargaftik V. B. Handbook of thermophysical properties of gases and liquids. Moscow, Nauka Publ., 1972. 720 p.
- Chernikov V. A., ed. Aerodinamicheskie kharakteristiki stupeney teplovykh turbin [Aerodynamic Characteristics of Heat Turbine Stages]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1980. 263 p.
- Starodubtsev Yu. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D Model of Viscous Turbulent Flow in One Stage Gas Turbine and Its Experimental Validation. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, no. 2, pp. 136–141.
- Idel'chik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Handbook of hydraulic resistance]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992. 672 p.
- Cherkashenko M. Synthesis of Discrete Drives Control Systems. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 4–9.
- Sokol Ye., Cherkashenko M. Syntesis of control schemes of drives system. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 220 p.

Поступила (received) 01.11.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Солодов Валерій Григорович (Солодов Валерий Григорьевич, Solodov Valerii) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри «Теоретична механіка та гідравліка»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-9607-8184; e-mail: solodov.v@gmail.com

Конєв Володимир Опанасович (Конев Владимир Афанасьевич, Копеv Vladimir) – Публічне акціонерне товариство «Турбоатом», провідний інженер-конструктор; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8728-6491; e-mail: vak1402@gmail.com

УДК 621.22

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.08

З. Я. ЛУР'Є, В. Б. САМОРОДОВ, Г. А. АВРУНІН, Є. М. ЦЕНТА

МЕТОД ПОЛІПШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ ПУСКУ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА З ЗАМКНЕНИМ ЛАНЦЮГОМ ЦИРКУЛЯЦІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Мета – науковий пошук зниження коливань тиску і частоти обертання гідромотора в об'ємному гідроприводі із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини, що використовується в безступінчастій двопотоковій гідромеханічній трансмісії колісного трактора шляхом евристичного підходу до стадійності зовнішнього навантаження. Метод. Спосіб зниження негармонійних коливань вихідних змінних тиску та частоти обертання гідромотора на основі розробленої математичної моделі об'ємного гідропривода обертального руху із введенням до її складу евристичного модуля стадійного зовнішнього навантаження з постійною і змінною складовими навантаження. Математична модель включає імітаційний модуль пристрою управління похилим диском аксіально-поршневого насоса, лінійний модуль розподілу номінальних статичних об'ємних втрат при перехідних процесах і обчислювальний модуль двофазної робочої рідини. Результати. При математичному моделюванні процесу пуску навантаженого об'ємного гідропривода в середовищі пакету VisSim виникають негармонійні, затухаючі протягом 0,6–0,8 с коливання тиску з початковими амплітудами 90–180 МПа в залежності від газовмісту в робочій рідині, і що перевищують номінальних 10 МПа; при експоненціальній частині навантаження з відносним газовмістом $m_0 = 0,025$ коливання відсутні, при газовмісті $m_0 = 0,15$ характеризуються малими амплітудами. Висновок. Результати проведених машин різного призначення, а також в навчльному порцесі з поглибленим вивченням студентами-магістрами об'ємного гідропривода при аналізі його динамічних характеристик. Ключові слова: об'ємний гідропривод для двопотокової транемити гідрофікованих машин різного призначення, а також в навчльному процесі з поглибленим вивченням студентами-магістрами об'ємного гідропривода при аналізі його динамічних характеристик.

Ключові слова: об'ємний гідропривод для двопотокової трансмісії, математична модель з евристичним модулем, пакет VisSim, стисливість робочої рідини, коливання тиску, динамічні характеристики.

3. Я. ЛУРЬЕ, В. Б. САМОРОДОВ, Г. А. АВРУНИН, Е. Н. ЦЕНТА МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕССА ПУСКА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ЗАМКНУТОЙ ЦЕПЬЮ ЦИРКУЛЯЦИИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Цель - научный поиск снижения колебаний давления и частоты вращения гидромотора в объемном гидроприводе с замкнутой цепью циркуляции рабочей жидкости, используемом в бесступенчатой двухпоточной гидромеханической трансмиссии колесного трактора путем эвристического подхода к стадийности внешнего нагружения. Метод. Способ снижения негармонических колебаний выходных переменных давления и частоты вращения гидромотора на основе разработанной математической модели объемного гидропривода вращательного движения с вводом в ее состав эвристического модуля стадийного внешнего нагружения с постоянной и переменной составляющими нагрузки. Математическая модель включает имитационный модуль устройства управления наклонным диском аксиально-поршневого насоса, линейный модуль распределения номинальных статических объемных потерь при переходных процессах и вычислительный модуль двухфазной рабочей жидкости. Результаты. При математическом моделировании процесса пуска нагруженного объемного гидропривода в среде пакета VisSim возникают негармонические, затухающие в течение 0,6-0,8 с колебания давления с начальными амплитудами 90-180 МПа в зависимости от газосодержания в рабочей жидкости, и превышающие номинальное значение 25 МПа. При вводе в модель объемного гидропривода эвристического модуля амплитуды колебаний на участке холостого хода не превышают 10 МПа; при экспоненциальной части нагружения с относительным газосодержанием $m_0 = 0.025$ колебания отсутствуют, при газосодержании $m_0 = 0.15$ характеризуются малыми амплитудами. Заключение. Результаты проведенных исследований могут быть использованы при разработке новых объемных гидроприводов, анализе динамических характеристик гидрофицированных машин различного назначения, а также в учебном процессе с углубленным изучением студентами-магистрами объемного гидропривода при анализе его динамических характеристик.

Ключевые слова: объемный гидропривод для двухпоточной трансмиссии, математическая модель с эвристическим модулем, пакет VisSim, сжимаемость рабочей жидкости, колебания давления, динамические характеристики.

Z. LURYE, V. SAMORODOV, G. AVRUNIN, E. TSENTA METHOD OF IMPROVING OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE PROCESS OF STARTING A VOLUMETRIC HYDRAULIC DRIVE WITH THE CLOSED WORKING FLUID CIRCUIT

The purpose of this work is a scientific search of pressure fluctuations and rotation frequency decrease of the hydraulic motor of the volumetric hydraulic drive with the closed working fluid circuit, which is used in a stepless double-flux hydromechanical transmission of wheel tractor by heuristic approach to stages of external loading. Method. A way of reducing the inharmonious fluctuations of the output variables of the pressure and rotation frequency of the hydraulic motor based on the developed mathematical model of a rotating volumetric hydraulic drive with the input into its composition of a heuristic module of stages external loading with the constant and variable load components. The mathematical model includes the simulation module of the inclined disk control device of the axial piston pump, the linear module of nominal static volumetric losses distribution during transients and the calculation module for a two-phase working fluid. Results. During the mathematical modeling of the process of starting of a loaded hydraulic fluid power using software package VisSim, non-harmonic damped pressure fluctuations since 0,6–0,8 sec with initial amplitudes of 90–180 MPa occur depending on the gas content in the working fluid. These fluctuations exceed the nominal value of 25 MPa. Fluctuations amplitudes in the idle section do not exceed 10 MPa when a heuristic module is input into the model of a volumetric hydraulic drive. There are no fluctuations at the exponential part of load with a relative gas content of $m_0 = 0,025$. Amplitudes are characterized by small values at a gas content of $m_0 = 0,025$. Amplitudes are characterized by small values at a gas content of $m_0 = 0,15$. Conclusion. The results of the conducted research can be used in the development of new volumetric hydraulic drive, analysis of the dynamic characteristics by master students as well.

Keywords: volumetric hydraulic drive for a double-flux transmission, mathematical model with the heuristic module, software package VisSim, compressibility of working liquid, pressure fluctuations, dynamic characteristics.

© З. Я. Лур'є, В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, Є. М. Цента, 2019

Вступ. Основою для написання статті став черговий етап розширення сфери застосування об'ємних гідроприводів (ОГП) обертального руху при створенні вченими і фахівцями НТУ «ХПІ» вперше в Україні двопотокової гідромеханічної безступінчастої трансмісії для колісних тракторів ХТЗ. До складу трансмісії входить планетарний редуктор, ОГП з двох аксіальнопоршневих гідромашин з машинним способом регулювання (насос Н з регульованим і гідромотор М з постійним робочим об'ємом). Двопотокова трансмісія забезпечує технологічний і транспортний режими роботи тракторів.

Дослідно-експериментальні роботи, які передували створенню натурного зразка трансмісії, вказали на необхідність поглибленого дослідження робочого процесу ОГП і, в першу чергу, пуску і виходу на усталений режим. При цьому важливі такі показники якості перехідних процесів по тиску робочої рідини (PP) в нагнітальній магістралі і частоті обертання валу гідромотора як: статична похибка; час регулювання; величина і час перерегулювання; число коливань і час їх стабілізації. Динамічні характеристики ОГП суттєво впливають на ергономіку і довговічність вузлів трактора.

Ця стаття присвячена дослідженню ОГП як самостійного об'єкта динаміки, коливальність перехідних процесів пуску якого може бути поліпшена пошуком евристичного підходу до стадійності навантаження.

Аналітичний огляд літератури. Питанням динаміки ОГП приділяється суттєва увага [1, 2]. Слід підкреслити, що вже в ранніх роботах під керівництвом В. Н. Прокоф'єва були розглянуті математичні моделі ОГП, зокрема, типорозміру № 1,5 з машинним регулюванням на базі аксіальнопоршневих насоса і гідромотора з похилим блоком циліндрів і робочим об'ємом 71 см³, і розрахунки виконувались на універсальних цифрових ЕОМ. Модель містила ряд лінеаризованих диференційних рівнянь, що знижувала точність одержуваних результатів.

В присвячених динамічним розрахункам роботах Б. Л. Коробочкіна були розглянуті чотири основних групи задач: перша – розрахунки стійкості робочих органів, зокрема верстатів, і визначення параметрів ОГП, які забезпечують оптимальні закони стійкості; друга – розрахунки по зниженню рівня вібрацій в викликані пульсацією гідросистемі, які PP періодичними впливами і резонансними явищами в гідролініях і гідроапаратах; третя – розрахунки стійкості окремих контурів гідросистем, нестійкість яких викликає високий рівень вібрацій і шуму в гідросистемі, а в окремих випадках порушення працездатності всієї системи; четверта - синтез гідравлічних стабілізуючих пристроїв, які забезпечують Однак необхідні динамічні характеристики. математичний нелінійних опис більшості гідропристроїв представлений також лінеаризованими диференційними рівняннями.

В роботі [3] представлені конкретні характеристики використовуваних на практиці гідравлічних машин, описані основні принципи моделювання динамічних процесів в ОГП і правила їх експлуатації. Однак основна спрямованість публікації (навчальний посібник

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 для технічних ВНЗ) обмежила можливості авторів приділити увагу появі нових ОГП і їх динаміці.

В роботі [4] поставлена і вирішена задача на прикладі управління переміщенням навісного обладнання (плуга) за допомогою ОГП прямолінійного руху як двомірна мехатронна система. Двомірність визначається тим, що система має не один вхід, а два: замкнений по тяговому зусиллю на гаку трактора (силове управління) і по забезпеченню заданого положення сільгоспзнаряддя щодо остова трактора (позиційне управління). Однак в практичних рекомендаціях для інших мобільних машин не обговорюється, що ОГП обертального руху не розглядався.

В роботі [5] відзначається, що намітилася стійка тенденція зростання транспортних засобів, яка призводить до підвищення трафіку на міських дорогах, що є причиною пробок і аварійності. Хоча в цій роботі не розглядається будівельно-шляхове обладнання, до складу якого входить ОГП, вона включена нами в аналітичний огляд у зв'язку з аналізом низки обчислювальних програм, вибором програми PTV VisSim для вирішення своїх задач. У списку літератури наведено роботу [6], що дозволяє ближче познайомитися з PTV VisSim.

Робота [7] в основному присвячена моделюванню тільки коливань в різних механічних системах стосовно верстатів. Серед них є механічні системи: моделювання вимушених коливань одномасової динамічної системи; математична модель системи з двома ступенями свободи на прикладі динамічного гасителя коливань та ін., які знаходять застосування в ОГП і представляють практичний інтерес для математичного опису процесів в гідророзподільниках і статичних електрогідропідсилювачах потужності.

У практиці експлуатації ОГП різноманітного призначення досить прикладів відмов гідромашин при екстремальних режимах навантаження [8]. Так, в радіальнопоршневих гідромоторах одноциклової дії МРФ-400/25 був виявлений вихід з ладу корінних радіальноупорних підшипників ексцентрикового вала експлуатаційному напрацюванні у складі при термопластавтоматів до 100 годин при ресурсі в 3000 годин. Причиною відмови стали коливання тиску з закидами більше 40 МПа в поршневих камерах через недосконалість фаз розподілу в золотниковому, індивідуальному для кожного поршня, розподільному вузлі. Після переходу на цапфовий розподільний вузол ці явища були усунені. Підтвердженням можливості відмови гідромотора через підвищений тиск є формула для розрахунку довговічності гідромашин:

$$T = T_{\text{hom}} \left(\frac{p_{\text{hom}}}{p}\right)^{0,3} \left(\frac{n_{\text{hom}}}{n}\right), \, \mathbf{y},$$

де $T_{\text{ном}}$, $p_{\text{ном}}$ і $n_{\text{ном}}$ – номінальні значення довговічності, тиску і частоти обертання гідромашини, відповідно;

p і n – експлуатаційні (робочі) значення тиску і частоти обертання, яка показує, що робочий тиск pзнаходиться в знаменнику і його зростання негативно позначається на довговічності підшипників.
Однак автори статті обмежилися тільки формулою і наведеним прикладом і не загострили питання вивчення коливань тисків в пусковому режимі і необхідності їх практичного зниження для підвищення довговічності ОГП.

На закінчення огляду слід зазначити, що досліджуваний ОГП є основою сучасних безступінчастих двопотокових гідромеханічних трансмісій, що створюються вперше у вітчизняному тракторобудуванні. Однак авторам даної статті не представилася можливість знайти публікації по динаміці ОГП. Проведені дослідження заповнюють цю прогалину.

Постановка задачі. Огляд виконаних досліджень показав:

1. Введення лінеаризованих рівнянь в нелінійну динамічну модель знижує адекватність моделі реальному об'єкту.

2. У практичних рекомендаціях ряду джерел для інших мобільних машин з ОГП прямолінійного руху не обговорюється, що при проведених дослідженнях ОГП обертального руху не розглядався.

3. Недостатньо досліджено питання динаміки пускового режиму ОГП обертальної дії в частині коливань тисків.

4. Не приділено уваги появі нових ОГП і їх динаміці. Як приклади можна привести: створення фірмою Sauer-Danfoss ΟΓΠ для двопотокових трансмісій тракторів моделі Fend Vario, в яких насоси і гідромотори [9, 10] вбудовані в корпуси коробок передач у вигляді гідропередач нероздільного виконання. Останнім часом в мобільних машинах будівельно-дорожньої індустрії тракторах 1 застосовуються ОГП на базі аксіальнопоршневих гідромашин з регульованими робочими об'ємами, що працюють в замкненому ланцюзі циркуляції РР [11, 12]. У зв'язку з цим становить інтерес аналіз динамічних характеристик ОГП «насос-гідромотор» з регульованим робочим об'ємом насоса в замкненому

ланцюзі циркуляції РР;

5. В ОГП є параметри, які носять змінний характер при експлуатації: модуль пружності PP, зовнішні і внутрішні витоки (перетоки) PP в насосі і гідромоторі, час регулювання подачі насоса і час розгону гідромотора, момент інерції мас робочого органу, які обертаються гідромотором, крутний момент гідромотора як функція зовнішнього навантаження з боку робочого органу. Важливим є змінне значення коефіцієнта кінематичної в'язкості PP на режимах від «холодного» пуску до критичного нагріву ОГП, об'єм PP у трубопроводах високого тиску між насосом і гідромотором, які бажано оцінити на стадії проектування при виборі законів управління і дослідження динаміки.

Основна частина. У якості сучасного ОГП (згідно п. 4 і п. 5 постановки задачі) як об'єкта дослідження його динаміки, розглянемо стендову установку (рис. 1), яка включає аксіальнопоршневі гідромашини – насос і гідромотор, що застосовуються в двопотокових безступінчастих гідромеханічних трансмісіях [13–17].

До блоку БН входять насос Н з регульованим робочим об'ємом, насос підживлення Нп із запобіжним клапаном КПп, зворотні (антикавітаційні) клапани КО1 і КО2, гідророзподільник Р зі стежним золотником системи управління гідроциліндрами Ц1 і Ц2 зміни кута нахилу диска регулятора робочого об'єму насоса, два редукційних клапана КР1 і КР2 з електромагнітним пропорційним управлінням, які забезпечують переміщення стежного золотника гідророзподільника Р, тяга зворотного зв'язку 33 між стежним золотником і гідроциліндрами. Система дроселів ДР1н-ДР3н призначена для регулювання часу виходу регулятора насоса на задану подачу РР. Обертання насоса здійснюється від приводного електродвигуна Е1 в балансирному виконанні, який забезпечує вимір споживаного крутного моменту за допомогою вимірювача ВМ1. БН з'єднаний з блоком гідромотора БМ гумовими рукавами високого тиску РВД1 i РВД2.



Рис. 1. Гідравлічна принципова схема стендової установки у складі гідромашин «Гідросила» (м. Кропивницький)

До блоку БМ входять гідромотор М з постійним робочим об'ємом, «промивний» гідророзподільник Рп і клапан тиску КД системи охолодження вузлів тертя гідромотора, лінії дренажу 1 м і 2 м для відводу зовнішніх витоків з корпусу гідромотора. Дренажна система (відведення зовнішніх витоків з корпусів насоса і гідромотора) побудована таким чином, щоб РР з корпусу гідромотора М надходила крізь рукав РВДЗ в корпус насоса Н і далі до оливаохолоджувача АТ. Навантаження на гідромотор створюється гальмівним пристроєм ГП і контролюється вимірювачем крутного моменту ВМ2.

Функціонування ОГП у замкненому ланцюзі циркуляції РР забезпечують гідробак Б, всмоктуючий фільтр Ф з моновакуумметром МН, оливаповітряний охолоджувач АТ з приводним електродвигуном Е2 вентилятора і повітряний фільтр (сапун) ФЗГ з заливною горловиною.

Системи управління частотою обертання насоса H, навантаженням гідромотора M, контролю i запису параметрів зосереджені в електронному блоці БУ. До системи контролю параметрів стендового обладнання ОГП входять вимірювачі крутного моменту BM1 на валу насоса i BM2 на валу гідромотора; перетворювачі частоти обертання ДЧО1 і ДЧО2, тиску ПД1 і ПД2 в основних магістралях i ПД3 в лінії управління робочим об'ємом насоса H, температури PP на вході ПТ1 і виході ПТ2 з оливаохолоджувача AT, i ПТ3 і ПТ4 в основних магістралях ОГП, i реле РКР контролю рівня PP у гідробаку Б.

При побудові математичної моделі скористаємося розрахунковою схемою на рис. 2 і рекомендаціями роботи [3] з урахуванням вибору в якості об'єкта досліджень ОГП з замкненим ланцюгом циркуляції РР, введенням необхідних розрахункових параметрів і замінивши обчислювальний пакет SIAM на більш прогресивний VisSim [6]. Приймаємо припущення про те, що хвильові процеси в трубопроводах не враховуються у зв'язку з їх незначною протяжністю.

Змінними параметрами в ОГП можуть бути:

- крутний момент опору робочого органу, який обертається гідромотором ОГП;

- стисливість РР (модуль об'ємної пружності);

- об'ємний ККД гідромотора і коефіцієнт подачі насоса;

- гідромеханічний ККД гідромотора.

1. Математична модель насоса.

Фактична подача насоса визначається рівнянням:

$$q_{\rm H}(t) = q_{\rm HT}(t) - \Delta q_{\rm H}(t) - \Delta q_{\rm HZ}(t), \qquad (1)$$

де $q_{\rm HT} = W_{\rm H}\omega_{\rm H}$ – теоретична подача насоса без урахування витоків PP, а параметр *t* для спрощення запису для даного і наступних виразів опускаємо;

 $W_{\rm H} = V_{\rm pH} / 2\pi$ і $V_{\rm pH} = 2\pi \cdot W_{\rm H} -$ характерний [м³/рад] і робочий об'єм насоса [см³], відповідно;

$$\omega_{\rm H} = 2\pi \cdot n_{\rm H} / 60$$
 – кутова швидкість насоса, [рад/с];

$$n_{\rm H} = 30\omega_{\rm H} / \pi$$
 – частота обертання насоса, [хв⁻¹];

 $\Delta q_{\rm H} = \Delta q_{\rm Hy} + \Delta q_{\rm HII}$ – витоки PP у насосі, які

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 складаються з зовнішніх витоків $\Delta q_{\rm Hy}$ (з внутрішніх порожнин) і внутрішніх $\Delta q_{\rm HR}$ (витоків між внутрішніми порожнинами, які часто називають «перетоками»), та визначаються за формулою:

$$\Delta q_{\rm H} = \Delta q_{\rm Hy} + \Delta q_{\rm H\Pi} = C_{\rm Hy} \cdot K_{\rm H} \cdot p_{\rm H} + K_{\rm H} \cdot C_{\rm H\Pi} (p_{\rm H} - p_{\rm 3D}), \quad (2)$$

де $C_{\rm Hy}$ і $C_{\rm H\Pi}$ – коефіцієнти витоків і перетоків в насосі, відповідно, що визначаються як відношення витоків і перетоків до одиниці тиску, см³/с МПа;

*p*_н і *p*_{зл} – тиски в лініях нагнітання і зливу (підживлення), відповідно, МПа;

 $K_{\rm H}$ – коефіцієнт, що враховує зміну витоків і перетоків при регулюванні робочого об'єму насоса. Цей коефіцієнт залежить від зміни геометричних розмірів ущільнювальних щілин прецизійних пар (поршневих і підп'ятників) і зміни зазорів внаслідок зростання тисків;

 $\Delta q_{\rm Hg}$ – деформаційна витрата РР, що викликана її стисливістю:

$$\Delta q_{\rm H,I} = \frac{V_{\rm H}}{E} \frac{dp_{\rm H}}{dt},\tag{3}$$

 $V_{\rm H}$ – об'єм РР в нагнітальній порожнині насоса («мертвому» об'ємі насоса і трубопроводі між насосом і гідромотором), см³;

Е – модуль пружності РР.



Рис. 2. Розрахункова схема ОГП з замкненим ланцюгом циркуляції РР

У аксіальнопоршневому реверсивному насосі з регульованим робочим об'ємом параметром його регулювання є кут повороту похилого диска, який відхиляється в обидва боки від нейтрального положення в відносних величинах 0–1, і позначений буквою «*e*». Тоді теоретична подача насоса $q_{\rm HT}$ пов'язана з параметром регулювання робочого об'єму *е* наступною залежністю:

$$q_{\rm HT, e} = q_{\rm HT} \cdot e, \qquad (4)$$

Після підстановки в формулу (1) значень (2–4), отримаємо:

$$q_{\rm H}(t) = q_{\rm HT} \cdot e - C_{\rm Hy} K_{\rm H} p_{\rm H} - C_{\rm HT} K_{\rm H} (p_{\rm H} - p_{\rm 3T}) - \frac{V_{\rm H}}{E} \frac{dp_{\rm H}}{dt}.$$
 (5)

2. Математична модель гідромотора.

Витрата гідромотора визначається формулою:

$$q_{\rm M} = q_{\rm MT} + \Delta q_{\rm M} + \Delta q_{\rm MZ},\tag{6}$$

де $q_{\rm MT} = W_{\rm M} \omega_{\rm M}$ – теоретична витрата, см³/с,

 $\omega_{\rm M} = 2\pi \cdot n_{\rm M} / 60$ і $n_{\rm M} = 30\omega_{\rm M} / \pi$ – кутова швидкість [рад/с] і частота обертання гідромотора [хв⁻¹], відповідно.

Зовнішні та внутрішні витоки гідромотора за аналогією з насосом:

$$\Delta q_{\rm M} = \Delta q_{\rm My} + \Delta q_{\rm MII} = C_{\rm My} \cdot K_{\rm M} \cdot p_{\rm M} + C_{\rm MII} \cdot K_{\rm M} (p_{\rm M} - p_{\rm 3J}), \quad (7)$$

де $p_{\rm M}$ – тиск на вході в гідромотор;

 $C_{\rm My}$ і $C_{\rm MII}$ – коефіцієнти витоків і перетоків у гідромоторі, що визначаються як відношення витоків і перетоків до одиниці тиску, м³/с Па,

*K*_м – коефіцієнт, що враховує зміну витоків і перетоків у гідромоторі при регулюванні робочого об'єму насоса,

 $W_{\rm M} = V_{\rm pm} / 2\pi$ і $V_{\rm pm} = 2\pi \cdot W_{\rm M} -$ характерний [м³/рад] і робочий об'єм гідромотора [см³], відповідно,

 $\Delta q_{\rm MR}$ – деформаційна витрата РР, що викликана її стисливістю в гідромоторі:

$$\Delta q_{\rm MR} = \frac{V_{\rm M}}{E} \frac{dp_{\rm M}}{dt}, \qquad (8)$$

V_м – «мертвий» об'єм гідромотора (об'єм між розподільним вузлом і поршневими камерами).

Після підстановки в формулу (6) значень (7) і (8), отримаємо:

$$q_{\rm M}(t) = W_{\rm M}\omega_{\rm M} + C_{\rm My}K_{\rm M}p_{\rm M} + C_{\rm MII}K_{\rm M}(p_{\rm M} - p_{\rm 3JI}) + \frac{V_{\rm M}}{E}\frac{dp_{\rm M}}{dt}$$
(9)

Відзначимо, що для гідромотора з постійним робочим об'ємом на витоки і перетоки РР при регулюванні робочого об'єму насоса впливає тільки деформаційна складова розміру зазорів, так як геометричні співвідношення ущільнювальних щілин у поршневих парах залишаються незмінними.

3. Рівняння нерозривності при відсутності витоків у лінії насос-гідромотор має форму запису:

$$q_{\rm H} = q_{\rm M}.\tag{10}$$

Приймаємо тиск на зливі рівним нулю (це допустимо при роботі ОГП на високих тисках більше 25 МПа) і рівність тисків на виході з насоса $p_{\rm H}$ і вході в гідромотор $p_{\rm M}$ (тобто нехтуємо втратами тиску по довжині трубопроводу зважаючи на його малість в ОГП двопотокової трансмісії). Ці припущення дозволяють виразити перепад тисків на гідромоторі Δp у такій формі запису:

$$p_{\rm 3JI} \approx 0; \, \Delta p = p_{\rm M} - p_{\rm 3JI} = p_{\rm M} \approx p_{\rm H}, \tag{11}$$

та запишемо рівняння (5) і (9) у такому вигляді:

$$q_{\rm H}(t) = q_{\rm HT} \cdot e - C_{\rm Hy} K_{\rm H} \Delta p - C_{\rm HH} K_{\rm H} \Delta p - \frac{V_{\rm H}}{E} \frac{d\Delta p}{dt} =$$

$$= q_{\rm HT} \cdot e - C_{\rm H} K_{\rm H} \Delta p - \frac{V_{\rm H}}{E} \frac{d\Delta p}{dt};$$
(12)

$$q_{\rm M}(t) = W_{\rm M}\omega_{\rm M} + C_{\rm My}K_{\rm M}\Delta p + C_{\rm Mn}K_{\rm M}\Delta p + \frac{V_{\rm M}}{E}\frac{d\Delta p}{dt} =$$

$$= W_{\rm M}\omega_{\rm M} + C_{\rm M}K_{\rm M}\Delta p + \frac{V_{\rm M}}{E}\frac{d\Delta p}{dt}.$$
(13)

де *C*_н і *C*_м – сумарні значення коефіцієнтів витоків і перетоків насоса і гідромотора, відповідно:

$$C_{\rm H} = (C_{\rm Hy} + C_{\rm HII}); C_{\rm M} = (C_{\rm My} + C_{\rm MII}).$$
 (14)

Спільне рішення рівнянь (12) і (13) призводить до такого вигляду:

$$q_{\rm HT} \cdot e - C_{\rm H} K_{\rm H} \Delta p - \frac{V_{\rm H}}{E} \frac{d\Delta p}{dt} =$$

$$= W_{\rm M} \omega_{\rm M} + C_{\rm M} K_{\rm M} \Delta p + \frac{V_{\rm M}}{E} \frac{d\Delta p}{dt};$$

$$\frac{d\Delta p}{dt} \frac{V_{\rm HM}}{E} = q_{\rm HT} \cdot e - W_{\rm M} \omega_{\rm M} - \Delta p (C_{\rm H} K_{\rm H} + C_{\rm M} K_{\rm M});$$

$$\frac{d\Delta p}{dt} = ((q_{\rm HT} \cdot e - W_{\rm M} \omega_{\rm M} - \Delta p (C_{\rm H} K_{\rm H} + C_{\rm M} K_{\rm M})) \frac{E}{V_{\rm HM}},$$
(15)

де $V_{\rm HM} = V_{\rm H} + V_{\rm M}$ – сумарний «мертвий» об'єм насоса, гідромотора і трубопроводу між ними, дозволяє отримати рівняння для визначення перепаду тиску в ОГП у формі Коші:

$$\Delta p = \int_{0}^{t} \frac{d\Delta p}{dt} dt.$$
 (16)

Слід зазначити, що С_н і С_м сталі величини та при регулюванні насоса не змінюються. Коефіцієнти К_н і К_м у рівнянні (16) є параметрами імітаційної моделі механізму повороту похилого диска і при регулюванні, як і параметр управління e(t), змінюється від 0 до 1. Значення C_нK_н і C_мK_м показують частку статичних втрат насоса і гідромотора в сталому режимі в будь-який момент перехідного процесу. Коефіцієнти витоків і перетоків насоса С_н і гідромотора С_м обчислюються при статичному розрахунку ОГП, виходячи з наведених в каталогах гідромашин значень коефіцієнта подачі насоса і об'ємного ККД гідромотора. Якщо виникає необхідність у проведенні аналізу зміни вихідних параметрів гідромотора при зниженні ККД в процесі експлуатації, то можна записати формули для визначення коефіцієнтів витоків через значення коефіцієнта подачі насоса:

$$\eta_{\rm H0} = \frac{q_{\rm H}}{q_{\rm HT}} = \frac{q_{\rm HT} - \Delta q_{\rm H}}{q_{\rm HT}} = 1 - \frac{\Delta q_{\rm H}}{q_{\rm HT}};$$

$$\Delta q_{\rm H} = q_{\rm HT} (1 - \eta_{\rm H0}); C_{\rm H} = \frac{\Delta q_{\rm H}}{\Delta p} = \frac{q_{\rm HT} (1 - \eta_{\rm H0})}{\Delta p},$$
(17)

і гідромотора через його об'ємний ККД:

$$\eta_{\rm MO} = \frac{q_{\rm M}}{q_{\rm M} + \Delta q_{\rm M}}; \eta_{\rm MO} \cdot q_{\rm M} + \eta_{\rm MO} \cdot \Delta q_{\rm M} = q_{\rm M};$$

$$\Delta q_{\rm M} = \frac{q_{\rm M} (1 - \eta_{\rm MO})}{\eta_{\rm MO}}; C_{\rm M} = \frac{\Delta q_{\rm M}}{\Delta p} = \frac{q_{\rm M} (1 - \eta_{\rm MO})}{\eta_{\rm MO} \cdot \Delta p},$$
(18)

де $\eta_{\text{но}}$ і $\eta_{\text{мо}}$ – коефіцієнт подачі насоса і об'ємний ККД гідромотора, відповідно, а позначення всіх інших параметрів наведені вище.

Рівняння моментів на валу гідромотора запишемо у такому вигляді:

$$M_{\rm M} - M_{\rm c} = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_{\rm M}}{dt}, \qquad (19)$$

де $M_{\rm M} = M_{\rm MT} \cdot \eta_{\rm MFM} = W_{\rm M} \cdot \Delta p \cdot \eta_{\rm MFM}$ – крутний момент гідромотора;

 $\Delta p = p_{\rm M} - p_{\rm 3Л}$ – перепад тисків, МПа;

 $M_{\rm MT} = W_{\rm M} \cdot \Delta p$ – теоретичний крутний момент, Н·м; $\eta_{\rm MTM}$ – гідромеханічний ККД гідромотора:

$$\eta_{\rm MFM} = \frac{M_{\rm M}}{M_{\rm MT}} = \frac{M_{\rm MT} - \Delta M_{\rm M}}{M_{\rm MT}} = 1 - \frac{\Delta M_{\rm M}}{M_{\rm MTD}}, \qquad (20)$$

 $\Delta M_{\rm M}$ – втрати на тертя в гідромоторі, які включають механічні внаслідок механічного тертя і гідродинамічні, що залежать від швидкості робочого середовища (втрати тиску РР на місцевих опорах і по довжині трубопроводів, і барботажні на перемішування РР в корпусі гідромотора [18]);

 $M_{\rm c}$ – момент опору, H·м;

 $J_{\Sigma} = J_{\rm M} + J_{\rm np} + J_{\rm T}$ – сумарний момент інерції, що приведений до валу гідромотора і складається з моменту інерції обертових частин гідромотора, моменту інерції муфти передачі обертання від гідромотора до гальма і його момент інерції [Н·м·с²/рад²], відповідно.

Представимо рівняння моментів (19) у нормальній формі Коші, в результаті інтегрування якого отримуємо значення частоти обертання гідромотора:

$$\frac{d\omega_{\rm M}}{dt} = \frac{1}{J_{\Sigma}} (M_{\rm M} - M_{\rm c}); \omega_{\rm M} = \int_{0}^{t} \frac{d\omega_{\rm M}}{dt} dt.$$
(21)

4. Введемо в розгляд об'ємний модуль пружності $E_{\mathcal{K}}$ [Па] двофазної РР, який в ОГП визначається за рівнянням [19]:

$$E_{\mathcal{K}} = K(p_{j} + 10^{5})(Ap_{j} + B) \times$$

$$\times \frac{(1 - m_{0})D_{1} + m_{0}D_{2}}{K(p_{j} + 10^{5})(1 - m_{0})D_{1} + m_{0}(Ap_{j} + B)D_{2}},$$
(22)

де

$$D_1 = A \sqrt{\frac{Ap_0 + B}{Ap_j + B}} \quad i \quad D_2 = \kappa \sqrt{\frac{p_0 + 10^5}{p_j + 10^5}}; \quad (23)$$

K – показник політропи;

А і В – параметри, що залежать від сорту РР і її робочої температури;

 m_0 – зміст нерозчиненого повітря в РР в відносних одиницях;

 p_j і p_0 – тиск РР в зоні конкретного гідропристрою і атмосферний тиск, відповідно, Па.

Приведений об'ємний модуль пружності

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 трубопроводу, заповненого РР, визначається за формулою [19]:

$$E_{\rm np} = \frac{E_{\rm K}}{1 + \frac{d_{\rm T}}{\delta_{\rm T}} \frac{E_{\rm K}}{E_{\rm T}}},$$
(24)

де $d_{\rm T}$ і $\delta_{\rm T}$ – діаметр і товщина стінки трубопроводу, відповідно;

 $E_{\rm T}$ – модуль пружності матеріалу трубопроводу.

5. Введемо алгоритм управління механізмом повороту похилого диска. В роботі [20] автори вважають допустимим в моделі для регульованого насоса в якості першого наближення обійтися без моделі реального пристрою управління поворотом похилого диска. Автори цієї статті скористалися таким підходом. Імітаційна модель побудована на введенні параметра керування e(t) подачі насоса, який дорівнює відношенню поточного кута $\alpha_{I}(t)$ повороту ло максимального кута тобто $\alpha_{\text{Д.макс}},$ $e(t) = \alpha_{\Pi}(t) / \alpha_{\Pi,\text{макс}}$. При цьому e(t) змінюється від 0 до 1. На рис. 3 показані ланцюги обчислювальних блоків пакета VisSim (рис. 3, а), за допомогою яких будується лінійна залежність зміни e(t) і прямі e(t)тангенса кута нахилу до осі абсцис з різним часом зміни кута похилого диска до максимального значення (рис. 3, б і в). У програмі VisSim з ланцюгом блоків "transferFunction" (передавальна функція) можна побудувати криву e(t) в інтервалі 0–1 с іншими законами, зокрема, з експоненціальним законом (рис. 3, г), який формується 3a допомогою аперіодичної ланки з постійною часу 0,1 с.

В якості початкових умов при інтегруванні приймаємо $p_{\rm H}(0) = p_0$ (атмосферний тиск) і $\omega_{\rm M}(0) = 0$ (частота обертання гідромотора дорівнює нулю перед початком подачі РР від насоса).

Розглянемо спочатку перехідний процес розгону при ступінчастому навантаженні (моменті опору) $M_c = 400 \text{ H} \cdot \text{м}$. На рис. 4 показані осцилограми зміни Δp і $n_{\text{м}}$ при газовмісті $m_0 = 0,025$ і $m_0 = 0,15$. Вони показують, що при запуску ОГП із ступінчастим навантаженням в 400 Н м виникають затухаючі високочастотні коливання.

Для проведення чисельної оцінки характеру коливань тиску на рис. 5 наведені збільшені в масштабі осцилограми з рис. 4. Коливальні процеси перепаду тисків $\Delta p(t)$ в момент пуску не мають негативних значень і характеризуються:

- при $m_0 = 0,025$ перший пік тиску дорівнює 87–95 МПа і протягом 0,116 с практично не знижується, стале значення Δp становить 25,78 МПа. Процес стабілізації триває 0,67 с, а число коливань за цей час склало 30 і частота коливань 46,87 Гц;

- при $m_0 = 0,15$ перший пік тиску в 160–180 МПа і протягом 0,25 с практично не знижується, а стале значення залишається незмінним $\Delta p = 24,97$ МПа. Процес стабілізації триває 0,78 с, число коливань становить 27, а їх частота істотно знизилася і склала 34,61 Гц.

З фізичної точки зору і математичним

підтвердженням спостережуваних при моделюванні негармонійних згасаючих коливань є взаємний перехід кінетичної енергії, що запасається в обертових елементах, в потенційну, що накопичується за рахунок стисливості РР, і навпаки.



Рис. 3. Реалізація в пакеті VisSim імітаційної моделі повороту похилого диска:

а – ланцюг блоків (1 – гатр-блок або генератор лінійно зростаючого сигналу з можливістю зміни швидкості його наростання; 2 – limit-обмежувач сигналу); б і в – прямі зміни кута похилого диска до максимального значення (1,0) за час 1 с і 0,5 с, відповідно; г – модель повороту похилого диска по експоненціальному закону з блоком "transferFunction"



Рис. 4. Порівняння осцилограм перепаду тисків Δ*p* і частоти обертання *n*_м валу гідромотора в залежності від газовмісту в PP:

a – мінімального $m_0 = 0,025; \, \delta$ – максимально допустимого $m_0 = 0,15$

Таким чином, в інтервалі допустимих значень $m_0 = 0,025-0,15$ і ступінчастому навантаженні в $M_c = 400 \text{ H} \cdot \text{м}$ режим пуску гідромотора ОГП супроводжується значними, практично неприпустимими перевантаженнями і коливаннями.

З метою аналізу можливості зниження амплітуди і часу коливань тиску нами запропонована електронна

модель з евристичною (послідовною) залежністю підключення моменту опору M_c в період розгону гідромотора ОГП (рис. 6).



Рис. 5. Перехідні процеси $\Delta p(t)$ на ділянці розгону і виходу гідромотора на усталений рух при $M_c = 400 \text{ H} \cdot \text{м}$ і газовмісті: $a - m_0 = 0,025; \ \delta - m_0 = 0,15$



Рис. 6. Схема обчислювальних блоків пакета VisSim евристичної моделі моменту опору на гідромоторі при його розгоні

Модельний експеримент представлений на рис. 7 осцилограмами на прикладі ОГП безступінчастої двопотокової трансмісії колісного трактора тягового класу 30 кН при оранці грунту. На рис. 7, *а* і б показано використання евристичної моделі при розподіленні навантаження на постійну (ступінчасто зростаючу) до 50 Н·м і змінну в часі в 350 H·м складові загального моменту опору $M_c = 400$ H·м, а на рис. 7, *в* зі складовими 100 Н·м і 300 H·м.



Рис. 7. Осцилограми тиску $\Delta p(t)$, отримані при газовмісті $m_0 = 0,025$ (*a*) і $m_0 = 0,15$ (б) і включенні в модель динаміки ОГП евристичної моделі підключення навантаження M_c з постійною 50 Н·м і змінною 350 Н·м її складовими, і отримані при $m_0 = 0,15$ с постійній 100 Н·м і змінній 300 Н·м (*в*) складовими повного моменту опору $M_c = 400$ Н·м

Порівняння кривих на рис. 4, 5 і 7 демонструє позитивність введення евристичного режиму пуску гідромотора. Реалізація такого режиму можлива в ОГП ряду машин, наприклад, приводах подачі верстатів або сільськогосподарських тракторів при оранці.

Навантаження трактора складається з постійної складової моменту опору (транспортний хід з піднятим плугом) і змінної при технологічному навантаженні, якою може варіювати на практиці тракторист при зануренні плуга в грунт. Досить просто евристичний режим в ОГП моделюється за допомогою гальмівного пристрою при стендових випробуваннях.

За дослідними даними постійна складова тягового зусилля трактора становить 25 % віл сумарної, тобто 75 % тягового зусилля можна варіювати за часом і характером (як в приводі подачі верстата). При використанні такого співвідношення для моменту опору в розглянутому ОГП і евристичної моделі підключення навантаження М_с при постійному моменті 100 Н·м і змінному 300 Н·м отримуємо осцилограму, представлену на рис. 7, в. Порівняння кривих на рис. 7, а, б і в, що відрізняються при моделюванні значеннями постійної і змінної складових навантаження M_c в евристичній моделі, показало, що процес розгону ОГП практично однаковий.

Висновки. 1. Аналітичний огляд літературних джерел показав:

- при розробці та дослідженнях об'ємних гідроприводів обертального руху належна увага приділяється статичному розрахунку для вибору узгодженого складу гідропристроїв;

 практично відсутні публікації з дослідження перехідних процесів розгону і виходу на усталений режим гідромоторів;

- створення нових більш досконалих конструкцій об'ємних гідроприводів випереджає дослідження динаміки робочого процесу і його складових.

2. Розроблена нелінійна математична модель об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини між гідромашинами (насосом і гідромотором), що включає імітаційний модуль пристрою управління поворотом похилого диска аксіальнопоршневого насоса, лінійний модуль розподілу номінальних статичних об'ємних втрат при перехідних процесах і обчислювальний модуль двофазної робочої рідини, відкривають можливості для широкого комплексу досліджень і рішень динамічних задач. У першу чергу, це відноситься до пуску навантаженого гідропривода, при якому внагнітальній магістралі з початковими амплітудами, що перевищують номінальне значення в кілька разів.

3. Запропоновано модуль моделі гідропривода, що представляє собою евристичну модель стадійності навантаження від холостого ходу до введення номінального навантаження по експоненціальному закону. Модельний експеримент виконаний на прикладі безступінчастої двопотокової трансмісії

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 колісного трактора тягового класу 30 кН при оранці.

4. Для більш повної оцінки пускових характеристик в математичну модель введено об'ємний модуль пружності двофазної робочої рідини і динамічні процеси при пуску гідропривода розглянуті з екстремальними значеннями газовмісту $m_0 = 0,025$ и $m_0 = 0,15$.

5. Зниження газовмісту в робочій рідині призводить до пропорційного зниження піків тиску і зростання частоти коливань, що слід вважати позитивною тенденцією для підвищення довговічності гідромашин двопотокової трансмісії колісного трактора.

Список літератури

- 1. Šulc B., Jan J. A. Non Linear Modelling and Control of Hydraulic Actuators. *Acta Polytechnica*. 2002. Vol. 42, no. 3. P. 41–47.
- Busquets E., Ivantysynova M. A multi-actuator displacementcontrolled system with pump switching. *International Journal of Fluid Power System*. 2014. Vol. 8, no. 2. P. 66–75.
- Яхно О. М., Чебан В. Г., Финкельштейн З. Л., Лур'є З. Я., Чекмасова И. А. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода. Киев: НТТУ «КПИ», 2006. 216 с.
- Лурье З. Я., Цента Е. Н., Панченко А. И. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата навесным оборудованием трактора. Промислова гідравліка і пневматика. 2017. № 3 (57). С. 29–46.
- Систук В. А., Богачевский А. А., Шумский В. Ю. Возможности использования программы имитационного моделирования PTV VISSIM для подготовки специалистов по направлениям «Транспортные технологии» и «Автомобильный транспорт». *Інформаційні технології і засоби навчання*. 2016. Т. 52, № 2. С. 93–107.
- 6. Клиначёв Н. В. Моделирование систем в программе VisSim. Справочная система. Челябинск: ЮУрГУ, 2001.
- Сизый Ю. А., Сталинский Д. В., Любимый Ю. Н. Динамика и компьютерное моделирование металлорежущих станков: лабораторно-компьютерный практикум. Харьков: «Индустрия», 2013. 104 с.
- 8. Аврунин Г. А., Пимонов И. Г., Мороз И. И. Практический опыт изучения отказов в объемных гидроприводах. Промислова гідравліка і пневматика. 2015. № 4 (50). С. 3–12.
- 9. HI Axial Piston Pump, Size 147/165, Single. Technical Information. SAUER DANFOSS, 2011. 36 p.
- H1 Bent Axis Variable Displacement Motors, Frame Size 080, Frame Size 110. Technical Information. SAUER DANFOSS, 2008. 76 p.
- Двухпоточный гидромеханический трансмиссионный блок. Руководство по эксплуатации H2218 РЭ. Харьков: КП ХКБМ им. А. А. Морозова, 2005. 80 с.
- 12. Axial Piston Variable Displacement Pump A4VG. M. REXROTH, 2003. 44 p.
- Экснер Х., Фрейтаг Р., Гайс Х., Ланг Р., Оппольцер Й., Шваб П., Зумпф Е., Остендорфф У., Райк М. Гидропривод. Основы и компоненты. Том І. Эрбах: Бош Рексрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика, 2006. 322 с.
- 14. Щельцын Н. А., Фрумкин Л. А., Иванов И. В. Современные бесступенчатые трансмиссии сельскохозяйственных тракторов. *Тракторы и сельхозмашины*. 2011. № 11. С. 18–26.
- 15. Ключников А. В. Тенденции развития трансмиссий колесных тракторов. *Техника и оборудование для села.* 2012. № 1 (175). С. 43–47.
- Мобильная гидравлика, мобильная электроника, приводы. Обзор программы. Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. 88 с.
- 17. Hydraulic Motor/Pump, Series F11/F12, Fixed Displacement. PARKER HYDRAULICS, 2000. 31 p.
- Гойдо М. Е. Проектирование объемных гидроприводов. Москва: Машиностроение, 2009. 304 с.
- Лурье З. Я., Панченко А. И., Цента Е. Н. Динамическая компенсация колебаний мехатронного гидроагрегата мобильной машины с учетом влияния двухфазной рабочей жидкости.

- Промислова гідравліка і пневматика. 2014. № 3 (45). С. 35–44.
- Блейз Е. С., Бродовский В. Н., Введенский В. А., Домрачев В. М. Следящие приводы. Т. 2: Электрические следящие приводы. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 880 с.

References (transliterated)

- 1. Šulc B., Jan J. A. Non Linear Modelling and Control of Hydraulic Actuators. *Acta Polytechnica*. 2002, vol. 42, no. 3, pp. 41–47.
- Busquets E., Ivantysynova M. A multi-actuator displacementcontrolled system with pump switching. *International Journal of Fluid Power System.* 2014, vol. 8, no. 2, pp. 66–75.
- Yakhno O. M., Cheban V. G., Finkel'shteyn Z. L., Lur'e Z. Ya., Chekmasova I. A. Raschet, proektirovanie i ekspluatatsiya ob"emnogo gidroprivoda [Calculation, design and operation of the volumetric hydraulic drive]. Kiev, NTTU "KPI" Publ., 2006. 216 p.
- Lur'e Z. Ya., Tsenta E. N., Panchenko A. I. Dinamika dvukhmernoy sistemy upravleniya mekhatronnogo gidroagregata navesnym oborudovaniem traktora [Dynamics of a two-dimensional control system of a mechatronic hydraulic unit with tractor attachments equipment]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2017, no. 3 (57), pp. 29–46.
- 5. Šistuk V. A., Bogachevskiy A. A., Shumskiy V. Yu. Vozmozhnosti ispol'zovaniya programmy imitatsionnogo modelirovaniya PTV VISSIM dlya podgotovki spetsialistov po napravleniyam "Transportnye tekhnologii" i "Avtomobil'nyy transport" [Possibilities of using the program of simulation modeling PTV VISSIM for training of specialists in the courses of "Transport technology" and "Vehicular transport"]. *Informatsiyni tekhnolohiyi i* zasoby navchannya. 2016, vol. 52, no. 2, pp. 93–107.
- 6. Klinachev N. V. *Modelirovanie sistem v programme VisSim. Spravochnaya sistema* [Modeling of systems in the program VisSim: Directory assistance]. Chelyabinsk, YuUrGU Publ., 2001.
- Sizyy Yu. A., Stalinskiy D. V., Lyubimyy Yu. N. Dinamika i komp'yuternoe modelirovanie metallorezhushchikh stankov: laboratorno-komp'yuternyy praktikum [Dynamics and computer simulation of metal-cutting machines: laboratory and computer workshop]. Kharkov, "Industriya" Publ., 2013. 104 p.
- Avrunin G. A., Pimonov I. G., Moroz I. I. Prakticheskiy opyt izucheniya otkazov v ob"emnykh gidroprivodakh [Practical experience in research of failures in volumetric hydraulic drives]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2015, no. 4 (50), pp. 3–12.
- H1 Axial Piston Pump, Size 147/165, Single. Technical Information. SAUER DANFOSS Publ., 2011. 36 p.

- H1 Bent Axis Variable Displacement Motors, Frame Size 080, Frame Size 110. Technical Information. SAUER DANFOSS Publ., 2008. 76 p.
- Dvukhpotochnyy gidromekhanicheskiy transmissionnyy blok. Rukovodstvo po ekspluatatsii N2218 RE [Dual-flow hydromechanical transmission unit. Operation manual N2218 RE]. Kharkov, KP KhKBM im. A. A. Morozova Publ., 2005. 80 p.
- 12. Axial Piston Variable Displacement Pump A4VG. M. REXROTH Publ., 2003. 44 p.
- Eksner X., Freytag R., Gays X., Lang R., Oppol'tser Y., Shvab P., Zumpf E., Ostendorff U., Rayk M. Gidroprivod. Osnovy i komponenty. Tom 1 [Hydraulic drive. Basics and components. Vol. 1]. Erbach, Bosch Rexroth AG Service Automation Didactics Publ., 2006. 322 p.
- Shchel'tsyn N. A., Frumkin L. A., Ivanov I. V. Sovremennye besstupenchatye transmissii sel'skokhozyaystvennykh traktorov [Modern stepless transmissions of agricultural tractors]. *Traktory i* sel'khozmashiny. 2011, no. 11, pp. 18–26.
- Klyuchnikov A. V. Tendentsii razvitiya transmissiy kolesnykh traktorov [Trends in the development of transmissions of wheel tractors]. *Tekhnika i oborudovanie dlya sela*. 2012, no. 1 (175), pp. 43–47.
- 16. Mobil'naya gidravlika, mobil'naya elektronika, privody. Obzor programmy [Mobile hydraulics, mobile electronics, drives. Program overview]. Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. 88 p.
- 17. Hydraulic Motor/Pump, Series F11/F12, Fixed Displacement. PARKER HYDRAULICS Publ., 2000. 31 p.
- Goydo M. E. Proektirovanie ob"emnykh gidroprivodov [Design of volumetric hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009. 304 p.
- Lur'e Z. Ya., Panchenko A. I., Tsenta E. N. Dinamicheskaya kompensatsiya kolebaniy mekhatronnogo gidroagregata mobil'noy mashiny s uchetom vliyaniya dvukhfaznoy rabochey zhidkosti [Dynamic compensation of mechatronic hydraulic unit fluctuation of mobile machine taking into account the influence of a two-phase working fluid]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2014, no. 3 (45), pp. 35–44.
- Bleyz E. S., Brodovskiy V. N., Vvedenskiy V. A., Domrachev V. M. Sledyashchie privody. T. 2: Elektricheskie sledyashchie privody [Servo drives. Vol. 2: Electrical servo drives]. Moscow, MGTU im. N. E. Baumana Publ., 2003. 880 p.

Надійшла (received) 17.09.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Лур'є Зіновій Якович (Лурье Зиновий Яковлевич, Lurye Zinovii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-2524-3861; e-mail: zi.lurye@gmail.com

Самородов Вадим Борисович (Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadym) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автомобіле- та тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/orcid 0000-0002-2965-5460; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com

Аврунін Григорій Аврамович (Аврунин Григорий Аврамович, Avrunin Grigorii) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0191-3149; e-mail: griavrunin@ukr.net

Цента Євген Миколайович (Цента Евгений Николаевич, Tsenta Yevhen) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2607-2294; e-mail: tsenta.en@gmail.com УДК 621.039, 519.65

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.09

Т. В. ПОТАНІНА, О. В. ЄФІМОВ

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ ІНТЕРВАЛЬНОГО АНАЛІЗУ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕНЕРГОБЛОКІВ АЕС

Державна програма продовження терміну експлуатації енергоблоків АЕС України та нормативні документи підкреслюють важливість розробки методів підвищення достовірності оцінки показників безпеки, надійності і ефективності експлуатації систем і устаткування енергоблоків атомних електростанцій. Для модернізації систем керування енергетичними об'єктами і забезпечення точності прийнятих персоналом рішень необхідна розробка моделей процесів і устаткування, які враховують численні чинники невизначеності вхідних і вихідних даних, неточності вимірювань. Розглянуто визначення експлуатаційних (енергетичних) характеристик одного із значущих елементів вологопарових турбін енергоблоків АЕС – сепаратора-пароперегрівника: побудова залежності температури пари, що нагрівається, на виході з першого ступеня від навантаження енергоблоку. Представлено нелінійну модель такої залежності, коефіцієнти якої визначено за допомогою методу мінімізації Левенберга-Марквардта. Наявність нестатистичного характеру похибок вимірювань і невизначеностей в експериментальних даних робить некоректним застосування класичних статистичних методів. Розглядається ситуація обмеженості похибки без вірогідної інформації про її розподіл. Для оцінювання коефіцієнтів емпіричної залежності, що конструюється за результатами експериментальних даних, пропонується застосування чисельних методів інтервального аналізу. Описано теоретичну суть кроків інтервального оцінювання та математичний апарат, що дозволяє побудувати інтервальну модель. Эдійснено перехід до лінійної моделі, параметри якої – інтервали, що є мінімальними зовнішніми оцінками інформаційної множини параметрів. Інтервальний підхід дозволяє побудувати уточнену трубку, яка гарантовано містить припустимі залежності температури пари, що нагрівається від електричної потужності енергоблоку. В ситуації невизначеності даних та обмеженості похибок чисельні методи інтервального аналізу дозволяють створювати моделі процесів та устаткування енергоблоків атомних електростанцій з максимально можливою їх відповідністю реальному об'єкту.

Ключові слова: обладнання енергоблоків АЕС, експлуатаційні характеристики, невизначеність, обробка експериментальних даних, нестатистичні похибки вимірювань, інтервальний аналіз, інтервальна модель.

Т. В. ПОТАНИНА, А. В. ЕФИМОВ ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ИНТЕРВАЛЬНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГОБЛОКОВ АЭС

Государственная программа продления срока эксплуатации энергоблоков АЭС Украины и нормативные документы подчеркивают важность разработки методов повышения достоверности оценки показателей безопасности, надежности и эффективности эксплуатации систем и оборудования энергоблоков атомных электростанций. Для модернизации систем управления энергообъектами и обеспечения точности принимаемых персоналом решений необходима разработка моделей процессов и оборудования, учитывающих многочисленные факторы неопределенности исходных и выходных данных, неточности измерений. Рассмотрено определение эксплуатационных (энергетических) характеристик одного из значимых элементов влажнопаровых турбин энергоблоков АЭС – сепаратора-пароперегревателя: построение зависимости температуры нагреваемого пара на выходе из первой ступени от изменяющейся нагрузки энергоблока. Представлена нелинейная модель такой зависимости, коэффициенты которой определены с помощью метода минимизации Левенберга-Марквардта. Наличие нестатистического характера погрешностей измерений и неопределенностей в экспериментальных данных делают некорректным применение классических статистических методов. Рассматривается ситуация ограниченности погрешности без достоверной информации о ее распределении. Для оценивания коэффициентов эмпирической зависимости, конструируемой по результатам экспериментальных данных, предлагается применение численных методов интервального анализа. Представлена теоретическая суть шагов интервального оценивания и математический аппарат, позволяющий построить интервальную модель. Осуществлен переход к линейной модели, параметры которой представляют собой интервалы, являющиеся минимальными внешними оценками информационного множества параметров. Интервальный подход позволяет построить уточненную трубку, гарантировано содержащую допустимые зависимости температуры нагреваемого пара от электрической мощности энергоблока. В ситуации неопределенности данных и ограниченности ошибок численные методы интервального анализа позволяют создавать модели процессов и оборудования энергоблоков атомных электростанций с максимально возможным их соответствием реальному объекту.

Ключевые слова: оборудование энергоблоков АЭС, эксплуатационные характеристики, неопределенность, обработка экспериментальных данных, нестатистические погрешности измерений, интервальный анализ, интервальная модель.

T. POTANINA, O. YEFIMOV APPLICATION OF INTERVAL ANALYSIS METHOD FOR DETERMINING OPERATING CHARACTERISTICS OF NPP POWER UNITS

The state program for extending the life of power units of Ukrainian NPPs and regulatory documents emphasize the importance of developing methods to increase the reliability of evaluating safety indicators, reliability and operational efficiency of systems and equipment of nuclear power plants. To modernize power facility management systems and ensure the accuracy of decisions made by personnel, it is necessary to develop models of processes and equipment that take into account the numerous factors of uncertainty in the source and output data, and inaccuracy of measurements. The determination of the operational (energy) characteristics of one of the significant elements of the wet-steam turbines of nuclear power units – the separator-superheater – is considered: namely the construction of the dependence of the temperature of the heated steam at the outlet of the first stage on the changing load of the power unit. A nonlinear model of such a dependence is presented, the coefficients of which are determined using the Levenberg-Marquardt methods. Due to non-statistical nature of measurement errors and uncertainties in the experimental data the application of classical statistical methods to the problem considered incorrect. The situation of error limitation without reliable information about its distribution is considered. To evaluate the coefficients of empirical dependence, constructed according to the mathematical apparatus are presented, which makes it possible to construct an interval model. A transition is made to a linear model, the parameters of which are intervals presenting the minimal external estimates of the temperature of the heated to contain acceptable dependences of the temperature of which are intervals presenting the minimal external estimates of the temperature of the heated to contain acceptable dependences of the temperature approach allows building a refined tube, guaranteed to contain acceptable dependences of the temperature of the heated to contain acceptable dependences of the temperatur

© Т. В. Потаніна, О. В. Єфімов, 2019

numerical methods of interval analysis allow creating models of processes and equipment of NPP units with the maximum possible correspondence to a real object.

Key words: equipment of NPP power units, operational characteristics, uncertainty, processing of experimental data, non statistical measurement errors, interval analysis, interval model.

Вирішення підвищення Вступ. задач ефективності, надійності і виробництва безпеки електричної та теплової енергії атомними електростанціями, реалізація стратегії довгострокової експлуатації енергоблоків АЕС, проектний термін експлуатації яких закінчився або спливає найближчим часом є для України актуальною та стратегічною проблемою державного рівня, яка безпосередньо пов'язана з енергетикою, енергозбереженням та запобіганням масштабним техногенним катастрофам [1].

В зв'язку з цим постійно зростають вимоги до розробки нових методів аналізу якості й безпеки функціонування теплоенергетичних систем, якими є енергоблоки атомних електростанцій, діагностика і прогнозування надійності устаткування. Це спонукає пошук нових та удосконалення існуючих методів моделювання технологічних процесів з метою визначення надійності та оптимізації їх параметрів, вивчення взаємозв'язку між ними для модернізації систем керування теплоенергетичними об'єктами. Особливого значення набуває застосування цих методів в системах інтелектуальної підтримки в умовах відсутності, значної обмеженості або невизначеності інформації про зміни параметрів експлуатації технологічних процесів під час теплоенергетичних систем.

Постановка Розглянемо задачі. задачу визначення температурних характеристик сепараторів-пароперегрівників (СПП), які є вагомими елементами вологопарових турбін енергоблоків АЕС. Такі характеристики, загалом, описують вплив багатьох різноманітних факторів на температуру пари, що нагрівається, на її виході зі ступеней сепараторапароперегрівника. Одним із важливих чинників є режимний фактор, тобто зміна електричної потужності (навантаження).

В нашому розпорядженні знаходяться дані різних експериментів [2] по вимірюванню температури пари tна виході з першої ступені при зміні електричної потужності N енергоблоку в діапазоні 50–100 % (табл. 1). Значення температури були отримані в процесі дослідження при фіксованій потужності енергоблоку і представлені інтервалами, що демонструють мінімальне і максимальне значення.

Таблиця І	
-----------	--

N, %	t, °C
50	[180,5; 182,8]
60	[187; 187,7]
70	[191,3; 192]
80	[194,2; 195]
90	[196; 196,6]
100	198

Очевидно, що експериментальні дані містять неточності та є невизначеними. Невизначеність

обумовлена похибками вимірювань й округлень, наявністю шуму, неповнотою інформації. Аналіз численних наукових робіт, присвячених обробці експериментальних даних, які характеризуються невизначеністю, свідчить про те, що однією з найбільш коректних моделей, можна вважати інтервальну модель [3–17].

Чисельна інформація, наведена в табл. 1, може бути інтерпретована у графічному вигляді (рис. 1). Ця інформація мотивує розглядати нелінійну модель залежності температури пари у вигляді:

$$t(N,a,b) = a \cdot \ln(N) + b, \qquad (1)$$

де N – електричне навантаження енергоблоку (%);

a > 0, 1/%, b > 0, °С – параметри залежності, які слід визначити.



Рис. 1. Дані експерименту: *T*1, °С – мінімальне значення температури та *T*2, °С – максимальне значення температури, зафіксовані при вказаному рівні електричного навантаження *N*, % енергоблоку [2]

Застосовуючи стандартні статистичні підходи обробки експериментальних даних [18] і виходячи з того, що залежність не є лінійною функцією, параметри співвідношення (1) визначаємо методом мінімізації Левенберга-Марквардта [19]. Отримуємо рівняння:

$$t = 23,513 \cdot \ln(N) + 90,713, \qquad (2)$$

середнє квадратичне відхилення дорівнює $\sigma = 0,824$.

На рис. 2 показано криву (2) та довірчий інтервал шириною $\pm 2\sigma$, який дуже часто застосовується як міра розсіювання даних експерименту, або як допустима за методом найменших квадратів область значень процесу, що досліджується в експерименті. Видно, що не усі значення температури містяться в цьому інтервалі.

Вибірка містить досить обмежену кількість експериментальних точок – лише шість вимірювань, а структура й імовірнісні характеристики похибок вимірювань невідомі. Таким чином, неможливо обгрунтувати застосування стандартних процедур обробки експериментальних даних, що спираються на статистичні методи: представництво вибірки (довжина

має бути достатньо великою), нормальність розподілу похибок вимірювання (похибка має ймовірнісний характер і її розподіл нормальний і незміщений), значення основного аргументу точні.



Рис. 2. Експериментальні значення температури та апроксимація даних кривою (2)

В такій ситуації більш повну інформацію про процес залежності температури пари від навантаження може дати застосування чисельних методів інтервального аналізу [20].

Основний матеріал. Значення навантаження припустимо заданими точно, а вимірювання значень температури, як такі, що містять шумові похибки. Термоперетворювачі опору, якими вимірюють температуру теплоносія (пари) на об'єктах атомної енергетики, мають пристрою похибку $\pm (0,15 + 0,002|t|)$ °C або $\pm (0.3 + 0.005|t|)$ °C, в залежності від класу допуску [21]. Для нашого випадку абсолютна похибка вимірювань може становити від 0,5 °С до 1,3 °С, тобто для кожного експериментального значення

$$t_i = \hat{t}_i + e_i, |e_i| \le e_{\max}, i = 1, ..., 6,$$
 (3)

де *t_i* – результат вимірювання температури пари;

 \hat{t}_i – невідоме справжнє значення температури;

 e_i – похибка *i*-го вимірювання,

 $e_{\rm max} = 0,5 \ ^{\circ}{\rm C}$ (для діапазону температур пари, який не перевищує 300 $^{\circ}{\rm C}$) – обмеження на максимальне значення похибки.

Застосуємо до нелінійної моделі (1) заміну $x = \ln(N)$, тоді відносно нової змінної x залежність має вигляд

$$t(x,a,b) = ax+b, \qquad (4)$$

тобто стає лінійною.

В інтервальній моделі неточність або невизначеність вхідного параметра t описується за допомогою інтервалу $[t] = [\underline{t}; \overline{t}]$, де \underline{t} і \overline{t} – відповідно нижня і верхня межі цього проміжку. Інтервал визначає множину можливих значень невідомого істинного параметру t. Особливість інтервального підходу в тому, що на інтервалі [t] не задано жодної ймовірнісної чи нечіткої міри, тобто усі значення t

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 всередині інтервалу рівноможливі.

невизначеності обробка В умовах експериментальних даних методами інтервального аналізу – це визначення усієї множини значень параметрів a, b, сумісних з набором даних дослідження [21]. Тобто для заданої функції (4), обраної моделі «шуму» (3) з обмеженням е_{тах} та заданої вибірки вимірів температури пари та значень електричної потужності (табл. 1) необхідно побудувати множину припустимих значень a, b, інакше сумісних із заданою вибіркою та заданою величиною e_{\max} на похибку вимірювань. Така множина в термінах інтервального аналізу має назву «інформаційна множина» або «множина сумісних значень».

Розглянемо теоретичну суть кроків інтервального оцінювання та математичні засоби, що застосовуються в цьому процесі.

Для кожного виміру температури пари за допомогою моделі (3) обчислюються нижня $\underline{t_i}$ і верхня $\overline{t_i}$ межі інтервалу невизначеності T_i :

$$T_i = \left[\underline{t_i}; \overline{t_i}\right], i = 1, \dots, 6; \underline{t_i} = t_i - e_{\max}; \overline{t_i} = t_i + e_{\max}.$$
 (5)

Фізичний зміст інтервалу невизначеності – область можливих значень температури пари, яка містить невідому істину вимірювану величину.

Для кожної пари інтервалів T_i і T_j , i = 1, ..., 5, j = i + 1, ..., 6 невизначеності (5) вимірів вибірки обчислюється двовимірна парціальна інформаційна множина $G_{i, j}(a, b)$ параметрів a, b, сумісних з даною парою інтервалів невизначеності: $G_{i, j}(a, b)$, i = 1, ..., 5, j = i + 1, ..., 6.

Наступний крок – визначення інформаційної множини I(a, b) параметрів a, b, сумісних з усією вибіркою вимірів: $I(a, b) = \bigcap_{i=1, ..., 5, j=i+1, ..., 6} G_{i, j}(a, b)$.

Дана множина характеризується безумовними мінімальними зовнішніми оцінками — інтервалами параметрів $[\underline{a}; \overline{a}]$ і $[\underline{b}; \overline{b}]$. Визначення цих інтервалів здійснюється за правилами:

$$[\underline{a}; \overline{a}]: \underline{a} = \operatorname{Arg} \{ \min a \in I(a, b) \},$$

$$\overline{a} = \operatorname{Arg} \{ \max a \in I(a, b) \}.$$
(6)

$$\begin{bmatrix} \underline{b}; \overline{b} \end{bmatrix} : \underline{b} = \operatorname{Arg} \{ \min b \in I(a, b) \},$$

$$\overline{b} = \operatorname{Arg} \{ \max b \in I(a, b) \}.$$

$$(7)$$

Оскільки ймовірнісні характеристики похибок вимірів невідомі, то для подальшого обчислення «середньої» залежності, що є апроксимацією експериментальних даних, застосовуються середні точки інтервалів (6)–(7): $a_c = 0, 5(\underline{a} + \overline{a}),$ $b_c = 0, 5(\underline{b} + \overline{b}).$

I середня залежність, відповідно, має вигляд:

 $t = a_c x + b_c.$

На відміну від стандартного способу метода найменших квадратів побудови кривої апроксимації, інтервальний підхід дозволяє побудувати уточнену трубку Tube(x) гарантованих – припустимих залежностей. Така трубка визначається своїми нижньою <u>Tube(x_i </u>) і верхньою <u>Tube(x_i </u>) межами, які обчислюються за допомогою інформаційної множини наступним способом:

$$Tube(x) = \left\{ \underline{Tube}(x_i), \overline{Tube}(x_i) \right\}, i = 1, \dots, 6,$$

де <u>Tube</u> $(x_i) = \min_{(a,b)\in I(a,b)} \{ax_i + b\};$

$$\underline{\text{Tube}}(x_i) = \max_{(a,b)\in I(a,b)} \{ax_i + b\}$$

Висновок. При розв'язанні задач оцінки безпеки і надійності систем і устаткування енергоблоків АЕС, а також підвищення ефективності їх експлуатації за рахунок визначення експлуатаційних (енергетичних) характеристик актуальною залишається проблема врахування в об'єктах і процесах, для яких створюються моделі, факторів невизначеності і вибір математичного апарату для їх опису. Класичне представлення величин в «точкове» задачах моделювання та оптимізації найчастіше не дозволяє осягнути максимально можливої відповідності між реальним об'єктом та його моделлю. Ігнорування інтервального характеру задачі приводить ло розв'язку у вигляді певних «точних» чисел, при цьому близькість таких розв'язків до нижніх можливих і, відповідно, до верхніх можливих значень інтервалу не бути оцінена. В практиці експлуатації може енергоблоків АЕС це може спровокувати в ряді прийняття помилкових випадків рішень при розв'язанні задач оптимізації технологічних процесів, при оцінці показників безпеки і надійності.

В такій ситуації цілком очевидними є переваги обробки даних, визначення і побудова моделей методами інтервального аналізу, засоби якого дозволяють врахувати неточності в завданні початкових даних, похибки вимірювань, невизначеності параметрів і структури моделі системи, полірежимний характер функціонування таких складних систем, якими є енергоблоки АЕС. Тому застосування математичного апарату інтервального аналізу, його можливостей і переваг є перспективним для розв'язання широкого спектру задач оцінки безпеки і надійності, підвищення ефективності енергоблоків АЕС на основі коректних експлуатаційних характеристик в умовах невизначеності початкових даних.

Список літератури

- Доповідь про стан ядерної та радіаційної безпеки в Україні в 2018 році. URL: http://www.snrc.gov.ua/nuclear/doccatalog/ document?id=425406 (дата звернення: 15.09.2019).
- Бузлуков В. А., Теплицкий М. Г., Ойберман Л. Б., Ефимов А. В., Палагин А. А., Меньшикова Е. Д. Получение характеристик оборудования турбоустановок методом натурновычислительного эксперимента. *Теплоэнергетика*. 1987. № 8. С. 19–21.

- Moore R. E., Kearfott R. B., Cloud M. J. Introduction to interval analysis. Philadelphia: Society for Industrial and Applied Mathematics, 2009. 223 p.
- 4. Потанина Т. В., Ефимов А. В., Гаркуша Т. А., Есипенко Т. А. Применение методов интервального анализа для оценки безопасности и надежности энергоблоков АЭС. Ядерна та радіаційна безпека. 2018. № 3 (79). С. 23–29.
- 5. Jaulin L., Kieffer M., Didrit O., Walter E. *Applied Interval Analysis*. London: Springer Verlag Limited, 2001. 379 p.
- Дивак М. П. Задачі математичного моделювання статичних систем з інтервальними даними. Тернопіль: Економічна думка ТНЕУ, 2011. 216 с.
- Gutowski M. W. Interval experimental data fitting. Focus on Numerical Analysis: a collection of scientific papers. New York: Nova Science, 2006. P. 27–70.
- Вощинин А. П. Задачи анализа с неопределенными данными неопределенность и/или случайность? Труды междунар. конф. по вычислительной математике. Рабочие совещания. Совещание «Интервальная математика и и методы распространения ограничений» ИМРО-2004. Новосибирск: IVMиМГ СО РАН, 2004. С. 147–158. URI: http://www.nsc.ru/interval/Conferenses/IMRO_04/Voshchinin.pdf (дата обращения: 15.09.2019).
- 9. Вощинин А. П. Интервальный анализ данных: развитие и перспективы. Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2002. Т. 68, № 1. С. 118–126.
- Вощинин А. П., Скибицкий Н. В. Калибровка измерительных систем по данным интервальных измерений. Всероссийское совещание по интервальному анализу и его приложениям ИНТЕРВАЛ-06. Расширенные тезисы докладов. (1–4 июля 2006 г., Петергоф). Санкт-Петербург: BBM, 2006. С. 34–37. URI: http://www.nsc.ru/interval/Conferences/Interval-06/Proceedings.pdf (дата обращения: 15.09.2019).
- Подружко А. А., Подружко А. С., Кирицев П. Н. Интервальные методы решения задач калибровки и классификации. *Труды* Института системного анализа РАН. 2009. № 44. С. 173–186. URI: http://www.isa.ru/proceedings/images/documents/2009-44/173-186.pdf (дата обращения: 15.09.2019).
- Крюков А. В., Литвинцев А. И. Интервальное моделирование режимов электроэнергетических систем в фазных координатах. Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2014. № 4 (44). С. 57–62.
- Родионова О. Е. Интервальный метод обработки результатов многоканальных экспериментов: дис. ... д-ра физ.-мат. наук: 01.04.01. Москва, 2008. 273 с.
- 14. Grishkevich A. Interwalowe oszacowania wskaznikow niezawodnosci strukturalnej systemow elektroenergetycznych na podstawie metod optymalizacji. Prace naukowe Akademii im. Jana Dlugosza w Czestochowie. "Technika, Informatyka, Inzyneria Bezpieczenstwa". 2014. Vol. II. P. 91–106.
- Shary S. P. Maximum consistency method for data fitting under interval uncertainty. *Journal of Global Optimization*. 2016. Vol. 66, issue 1. P. 111–126.
- Kreinovich V., Shary S. P. Interval methods for data fitting under interval uncertainty: a probabilistic treatment. *Reliable Computing*. 2016. Vol. 23. P. 105–140.
- Шарый С. П. Сильная согласованность в задачах восстановления зависимостей по интервальным данным. Вестник ЮУрГУ. Сер.: Математика. Механика. Физика. 2017. Т. 9, № 1. С. 39–48. doi: 10.14529/mmph170105
- Линник Ю. В. Метод наименьших квадратов и основы теории обработки наблюдений. Ленинград: Физматтиз, 1962. 352 с.
- Madsen K., Nielsen N. B., Tingleff O. Methods for nonlinear least squares problems. Technical Report. Informatics and Mathematical Modeling, Technical University of Denmark, 2004. 58 p.
- 20. Кумков С. И. Интервальный подход к обработке зашумленных экспериментальных данных с многократными измерениями в условиях неопределенности. Междунар. конф. «Современные проблемы прикладной математики и механики: теория, эксперимент и практика» (30 мая–4 июня 2011 г., Новосибирск). URI: http://www.nsc.ru/interval/Conferences/ Yanenko90/Kumkov.pdf (дата обращения: 15.09.2019).
- ДСТУ 2858:2015. Термоперетворювачі опору. Загальні технічні вимоги і методи випробувань / Нац. стандарт України. Київ: Мінекономрозвитку України, 2017. 22 с.

References (transliterated)

- Dopovid' pro stan yadernoyi ta radiatsiynoyi bezpeky v Ukrayini v 2018 rotsi [Report on the State of Nuclear and Radiation Safety in Ukraine in 2018]. Available at: http://www.snrc.gov.ua/nuclear/ doccatalog/document?id=425406 (accessed 15.09.2019).
- Buzlukov V. A., Teplitskiy M. G., Oyberman L. B., Efimov A. V., Palagin A. A., Men'shikova E. D. Poluchenie kharakteristik oborudovaniya turboustanovok metodom naturno-vychislitel'nogo eksperimenta [Obtaining the characteristics of the turbine units equipment by the full-scale computing experiment method]. *Teploenergetika*. 1987, no. 8, pp. 19–21.
- Moore R. E., Kearfott R. B., Cloud M. J. Introduction to interval analysis. Philadelphia, Society for Industrial and Applied Mathematics, 2009. 223 p.
- Potanina T. V., Efimov A. V., Garkusha T. A., Esipenko T. A. Primenenie metodov interval'nogo analiza dlya otsenki bezopasnosti i nadezhnosti energoblokov AES [Application of interval analysis methods for NPP power units safety and reliability assessment]. *Yaderna ta radiatsiyna bezpeka*. 2018, no. 3 (79), pp. 23–29.
- Jaulin L., Kieffer M., Didrit O., Walter E. Applied Interval Analysis. London, Springer Verlag Limited Publ., 2001. 379 p.
- Dyvak M. P. Zadachi matematychnogo modeluvannya statychnykh system z interval'nymy danymy [Problems of mathematical simulation of static systems with interval data]. Ternopil', Ekonomichna dumka Publ., 2011. 216 p.
- Gutowski M. W. Interval experimental data fitting. Focus on Numerical Analysis: a collection of scientific papers. New York, Nova Science Publ., 2006, pp. 27–70.
- 8. Voshchinin A. P. Zadachi analiza s neopredelennymi dannymi neopredelennost' i/ili sluchaynost'? [Analysis problems with uncertain data - intervality and/or randomness?]. Trudy mezhdunar. konf. po vychisliteľnov matematike. Rabochie soveshchaniya. Soveshchanie "Interval'naya matematika i i metody rasprostraneniya ogranicheniy" IMRO-2004 [Proc. of the Int. Conf. on Computational Mathematics. Working meetings. Meeting "Interval mathematics and methods of constraint propagation' IMRO-2004]. Novosibirsk, IVMiMG SO RAN Publ., 2004, pp. 147-158. Available at: http://www.nsc.ru/interval/Conferenses/ IMRO_04/Voshchinin.pdf (accessed 15.09.2019).
- Voshchinin A. P. Interval'nyy analiz dannykh: razvitiye i perspektivy [Interval data analysis: development and prospects]. *Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov.* 2002, vol. 68, no. 1, pp. 118–126.
- Voshchinin A. P., Skibitskiy N. V. Kalibrovka izmeritel'nykh system po dannym interval'nykh izmereniy [Calibration of measuring systems according to interval measurements]. Vserossiyskoye soveshchaniye po interval'nomu analizu i yego prilozheniyam INTERVAL-06. Rasshirennyye tezisy dokladov (1-4 iyulya 2006 g., Petergof) [All-Russian meeting on interval analysis and its applications INTERVAL-06. Extended abstracts (1-4 July, 2006, Peterhof)]. St. Petersburg, VVM Publ., 2006, pp. 34–37. Available at: http://www.nsc.ru/interval/Conferences/Interval-06/ Proceedings.pdf (accessed 15.09.2019).
- 11. Podruzhko A. A., Podruzhko A. S., Kiritsev P. N. Interval'nyye metody resheniya zadach kalibrovki i klassifikatsii [Interval methods

for solving calibration and classification problems]. *Trudy Instituta sistemnogo analiza RAN*. 2009, no. 44, pp. 173–186. Available at: http://www.isa.ru/proceedings/images/documents/2009-44/173-186.pdf (accessed 15.09.2019).

- Kryukov A. V., Litvintsev A. I. Interval'noye modelirovaniye rezhimov elektroenergeticheskikh system v faznykh koordinatakh [Interval simulation of electrical power systems modes in phase coordinates]. Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye. 2014, no. 4 (44), pp. 57–62.
- Rodionova O. Ye. Interva'lnyy metod obrabotki rezul'tatov mnogokanal'nykh eksperimentov: dis.... d-ra fiz.-mat. nauk 01.04.01 [Interval method for processing the results of multichannel experiments. Dr. phis.-mat. sci. diss.]. Moscow, 2008. 273 p.
- 14. Grishkevich A. Interwalowe oszacowania wskaznikow niezawodnosci strukturalnej systemow elektroenergetycznych na podstawie metod optymalizacji. Prace naukowe Akademii im. Jana Dlugosza w Czestochowie. "Technika, Informatyka, Inzyneria Bezpieczenstwa". 2014, vol. II, pp. 91–106.
- 15. Shary S. P. Maximum consistency method for data fitting under interval uncertainty. *Journal of Global Optimization*. 2016, vol. 66, issue 1, pp. 111–126.
- Kreinovich V., Shary S. P. Interval methods for data fitting under interval uncertainty: a probabilistic treatment. *Reliable Computing*. 2016, vol. 23, pp. 105–140.
- Shary S. P. Sil naya soglasovannost' v zadachakh vosstanovleniya zavisimostey po interval'nym dannym [Strong compatability in data fitting problems with interval data]. *Vestnik YuUrGU. Seriya: Matematika. Mekhanika. Fizika* [Bulletin of the South Ural State University. Ser.: Mathematics. Mechanics. Physics]. 2017, vol. 9, no. 1, pp. 117–127.
- Linnik Yu. V. Metod naimen'shykh kvadratov i osnovy teorii obrabotki nablyudeniy [Least squares method and the basics of observation processing theory]. Leningrad, Fizmatgiz Publ., 1962. 352 p.
- Madsen K., Nielsen N. B., Tingleff O. Methods for nonlinear least squares problems. Technical Report. Informatics and Mathematical Modeling, Technical University of Denmark, 2004. 58 p.
- 20. Kumkov S. I. Interval'nyy podkhod k obrabotke zashumlennykh eksperimental'nykh dannykh s mnogokratnymi izmereniyami v usloviyakh neopredelennosti [Interval approach to processing noisy experimental data with multiple measurements under conditions of uncertainty]. Mezhdunar. konf. "Sovremennyye problemy prikladnoy matematiki i mekhaniki: teoriya, eksperiment i praktika" (30 maya-4 iyunya 2011 g., Novosibirsk) [Int. Conf. "Contemporary Problems of Applied Mathematics and Mechanics: Theory, Experiment, and Practice" (30 May-4 June 2011, Novosibirsk)]. Available at: http://www.nsc.ru/interval/Conferences/Yanenko90/Kumkov.pdf (accessed 15.09.2019).
- DSTU 2858:2015. Termoperetvoryuvachi oporu. Zahal'ni tekhnichni vymohy i metody vyprobuvan' [State Standard 2858:2015. Thermoconverters of resistance. General technical requirements and test methods]. Kyiv, Ministry of Economic Development and Trade of Ukraine Publ., 2017. 22 p.

Надійшла (received) 24.09.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Потаніна Тетяна Володимирівна (Потанина Татьяна Владимировна, Potanina Tetiana) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Вища математика»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8216-7901; e-mail: potaninatetiana@gmail.com

Сфімов Олександр В'ячеславович (Ефимов Александр Вячеславович, Yefimov Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Парогенераторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3300-7447; e-mail: avefimov@kpi.kharkov.ua

УДК 621.224

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.10

К. С. РЕЗВА, І. І. ТИНЬЯНОВА, О. В. КОСОРУКОВ

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ОСЕРЕДНЕНИХ БЕЗРОЗМІРНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВИСОКОНАПІРНОЇ ОБОРОТНОЇ ГІДРОМАШИНИ

Представлено аналіз робіт в області гідродинамічних розрахунків, який відзначає відсутність єдиних підходів в питанні систематизації та узагальнення результатів проведених досліджень. Запропоновано метод визначення оптимальних параметрів роботи оборотної гідромашини, що базується на безрозмірних осереднених параметрах. Даний метод дає можливість на ранніх етапах проектування нових проточних частин спрогнозувати енергетичні характеристики роботи насос-турбін, визначити їх оптимальні параметри, враховуючи при цьому особливості роботи. Він дозволяє визначити основні параметри в насосному режимі роботи агрегату, для подальшої перевірки енергетичних та кінематичних параметрів в турбінному режимі. В роботі представлені рівняння математичного моделювання робочого процесу обраним методом при вирішенні задачі впливу геометричних параметрів високонапірної оборотної гідромашини на параметри оптимального режиму. Також даний метод дослідження дозволяє візуалізувати отримані результати у вигляді прогнозної характеристики, графіків розподілу втрат, поверхонь ККД (повного або гідравлічного), т. д. У результаті проведення оптимізаційних розрахунків проточних частин гідромащин (ОРО200, ОРО500) було побудовано поверхні гідравлічного ККД, визначено кінематичні та енергетичні параметри, побудовано прогнозну характеристику, з нанесеною на ній линією максимального значення потужності. Проведений порівняльний аналіз отриманих результатів з результатами чісельного дослідження просторової течії і результатами фізичного експерименту показав добру збіжність, що свідчить про доцільність застосування обраного методу для дослідження високонапірних оборотних гідромашин.

Ключові слова: оборотна гідромашина, втрати енергії, математична модель, режимні параметри, оптимальний режим, цільова функція.

К. С. РЕЗВАЯ, И. И. ТЫНЬЯНОВА, А. В. КОСОРУКОВ

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ОСРЕДНЕНЫХ БЕЗРАЗМЕРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Представлен анализ работ в области гидродинамических расчетов, который отмечает отсутствие единых подходов в вопросе систематизации и обобщения результатов проведенных исследований. Предложен метод определения оптимальных параметров работы обратимой гидромашины, основанный на безразмерных усредненных параметрах. Данный метод дает возможность на ранних этапах проектирования новых проточных частей спрогнозировать енергетические характеристики работы насос-турбин, определить их оптимальные параметры, учитывая при этом особенности работы. Он позволяет определить основные параметры в насосном режиме работы агрегата, для дальнейшей проверки энергетических, кинематических параметров в турбинном режиме. В работе представлены уравнения математического моделирования рабочего процесса выбраным методом при решении задачи влияния геометрических параметров обратимой гидромашины на параметры оптимального режима. Также данный метод исследования позволяет визуализировать полученные результаты в виде прогнозной характеристики, графиков распределения потерь, поверхностей КПД (полного или гидравлического), т. д. В результате проведения оптимизационных расчетов проточных частей гидромашин (ОРО200, ОРО500) были построены поверхности гидравлического КПД, определены теоретические и энергетические параметры, построена прогнозная характеристика, с нанесенной на ней линией максимального значения мощности. Проведенный сравнительный анализ полученных результатов с результатами чиссленого иследования поротранственного течения и результатами физического эксперемента показал хорошую сходимость, что свидетельствует о целесобразности применения.

Ключевые слова: обратимая гидромашина, потери энергии, математическая модель, режимные параметры, оптимальный режим, целевая функция.

K. REZVAYA, I. TYNYANOVA, O. KOSORUKOV

APPLICATION OF THE METHOD OF AVERAGE DIMENSIONLESS PARAMETERS FOR DETERMINING THE OPTIMAL OPERATING MODE OF A HIGH-PRESSURE REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINE

The analysis of works in the field of hydrodynamic calculations, which points out the absence of common approaches in the question of systematization and generalization of the results of the conducted researches, is presented. A method of determining the optimal parameters of the operation of a reversible hydraulic machine is based on dimensionless averaged parameters is proposed. This method makes it possible at the early stages of designing new water passages to predict the energy characteristics of the pump-turbines, and to determine their optimal parameters, taking into account the features of the working process. It allows to determine the main parameters in the pump mode of hydraulic unit operation, for further verification of energy, kinematic parameters in the turbine operation mode. The paper presents the equations of mathematical modeling of the working process by the selected method during solving the problem of the influence of the geometric parameters of a reversible hydraulic machine on the parameters of the optimal mode. Also, this research method allows to visualize the results in the form of a predicted characteristic, loss distribution graphs, efficiency surfaces (total or hydraulic), etc. As a result of optimization calculations of the water passages of the hydraulic machines (ORO200, ORO500), hydraulic efficiency surfaces were constructed, kinematic and energy parameters were determined, a predictive characteristic was constructed, with a line of the maximum power value plotted on it. Accoding to the compared analys the obtained results, the results of a numerical study of the spatial flow and the results of a physical experiment showed good convergence. These conclusions indicate the advisability of using the the method, which bases on dimensionless averaged parameters, for the study of new high-head reversible hydraulic machines and modernization pump-turbines, wich are operating on the hydropower stations.

Keywords: reversible hydraulic machine, energy losses, mathematical model, mode parameters, optimal mode, objective function.

© К. С. Рєзва, І. І. Тиньянова, О. В. Косоруков, 2019

Вступ. Одне із завданнь, що необхідно вирішити українським енергетикам – підвищити надійність об'єднаної енергосистеми (ОЭС) України, зокрема, якість електроенергії і стабільності її постачань. Іншими словами, ОЭС України повинна поставляти споживачам досить електроенергії під час пікових навантажень, і захищати від стрибків напругу вночі, коли її споживання різко падає. Для цього в енергосистемі є маневрові і регулюючі потужності, що дозволяють оперативно реагувати на зміну споживання електроенергії в мережах і підтримувати баланс між виробленням електроенергією і її споживанням. В Україні якраз такі потужності – в дефіциті.

Передбачається, що ГАЕС виконуватимуть наступні функції в енергосистемі України: покривати пікову частину графіку навантажень; зменшувати провали навантажень вночі, одночасно покращуючи режими роботи теплових і атомних електростанцій; регулювати потужність, навантаження і міжсистемні перетікання; робити і споживати реактивну потужність, регулювати напругу в мережі. Таким чином, ГАЕС відіграє важлиру роль у роботі об'єднаної енергосистеми і проектування нових проточних частин та модернізація існуючих набуває більної актуальності [1].

Питання дослідження енергетичних характеристик високонапірних оборотних гідромашин, в основі яких лежить використання рівняння балансу енергії, завжди були актуальними. Сучасний підхід до проектування проточних частин передбачає проведення обширних емпіричних та теоретичних досліджень для визначення впливу геометричних параметрів на енергетичні показники гідромашини.

Вибір основних параметрів високонапірних оборотних гідромашин відбувається по насосному режиму, після чого проводиться перевірка характеристик даної гідромашини в турбінному режимі.

Турбінний режим є важливим при проектуванні нових гідроагрегатів, бо під час роботи в даному режимі, в години пікових навантажень в енергоситемі, виробляється дорога електроенергія. У той же час в нічні провали, під час роботи в насосному режимі, тарифи набагато менші.

В даній роботі застосовано метод осереднених безрозмірних параметрів як метод оптимізаційного проектування, який можна використовувати для удосконалення (модернізації) існуючих та створення нових гідромашин, вибору раціональної форми проточної частини та режимів роботи без проведення громіздких експериментів. Надано рекомендації щодо проведення вибору режимних параметрів. Так як вирішення оптимізаційної задачі зводиться до знаходження мінімуму (максимуму) однією або декількох заданих цільових функцій, то при проектуванні високонапірної оборотної гідромашини з використанням методу осереднених безрозмірних параметрів в якості цільової функції прийнято гідравлічний ККД [2-14].

Основна частина. Для вибору оптимальної геометрії проточної частини високонапірних оборотних гідромашин необхідним є розрахунок кінематичних і енергетичних характеристик в турбінному режимі роботи, який проводиться наступним чином:

1. При заданих величинах режимних параметрів з рівняння (1) знаходиться гідравлічний ККД (η_г):

$$\frac{g}{Q_I^{\prime 2}} = k_H \cdot \eta_o^2 + k_{\text{migB}} + k_{\text{pk}} \cdot \eta_o^2 + k_{\text{BigB}}, \qquad (1)$$

де k_H – коефіцієнт напору в турбінному режимі;

 $k_{\text{підв}}, k_{\text{рк}}, k_{\text{відв}}$ – безрозмірні коефіцієнти опору в елементах проточної частини (у підводі, робочому колесі, відводі);

η₀ – об'ємний ККД;

$$Q'_{I} = \frac{Q}{D^{2} \cdot \sqrt{H}}$$
.
2. За формулою (2) обчислюється параметр $\frac{\overline{\Gamma}_{0}D}{Q}$

(коефіцієнт осередненої циркуляції, що характеризує напрямок потоку перед робочим колесом), який характеризує відкриття НА:

$$\frac{\overline{\Gamma}_0 D}{Q} = f_1 \left(\frac{\overline{\Gamma}_{cn} D}{Q}, a'_0 \right), \tag{2}$$

де $\frac{\overline{\Gamma}_{cn}D}{Q}$ – коефіцієнт циркуляції у спіральній

камері;

$$a'_0 = \frac{a_0 D_0}{z_0}$$
 – відносне відкриття НА.

3. За формулами (3–4) розраховуються кінематичні параметри (кути потоку лопатевої системи α_2 та β_1):

$$\operatorname{ctg}\overline{\alpha}_{2} = \frac{\pi}{2} \cdot \lambda^{2} \cdot S_{2} \cdot k_{Q} - S_{2} \cdot \mu; \qquad (3)$$

$$\operatorname{ctg}\overline{\beta}_{1} = \mu \cdot S_{1} - \frac{\pi}{2} \cdot (\lambda^{2} - \zeta_{1}) \cdot S_{1} \cdot k_{Q}; \qquad (4)$$

де μ – параметр безциркуляційного обтікання просторової решітки робочого колеса;

 λ – відносні активні радіуси решіток робочого колеса;

ζ – середнє за витратою значення відношення радіусів на кромках робочого колеса;

S – коефіцієнт, що характеризує висоту проточної частини в характерному перетині;

$$k_{Q} = \frac{Q}{\omega \cdot D^{3}}$$
 – режимний параметр, що

характеризує обертання робочого колеса.

4. Коефіцієнти напору (k_H) і опору (k_h)

визначаються за формулами:

$$k_{H} = \frac{gH_{T}D^{4}}{Q^{2}};$$
$$k_{h} = \frac{g\overline{h}D^{4}}{Q^{2}}.$$

5. З рівняння (1) за значеннями k_H , k_h та N'_I за допомогою формул (5–9) знаходяться коефіцієнти окремих видів втрат (тертя, ударні, циркуляційні та інші), а потім і відповідні відносні втрати h/H:

$$\overline{h}_{\text{rep}} = \frac{1}{Q} \int_{Q} \zeta_{\text{rep}} \frac{C_{2m}^{2}}{\sin^{2}\beta_{2} \cdot 2 \cdot g} dQ; \qquad (5)$$

$$\overline{h}_{\kappa p} = \int_{Q} \zeta_{\kappa p} \frac{C_{2m}^{2}}{\sin^{2} \beta_{2} \cdot 2 \cdot g} dQ; \qquad (6)$$

$$\overline{h}_{yz} = \frac{\chi}{Q} \int_{Q} \frac{\left(\operatorname{ctg}\beta_{1} - \operatorname{ctg}\beta_{2}\right)^{2}}{2 \cdot g} C_{1m}^{2} dQ ; \qquad (7)$$

$$\overline{h}_{u} = \frac{1}{Q} \int_{Q} \frac{C_{2m}^{2} \cdot \operatorname{ctg}^{2} \alpha_{2}}{2 \cdot g} dQ; \qquad (8)$$

$$\bar{h}_{\text{BMXP}} = \frac{r_{2\text{BT}}^{2} \cdot C_{2\text{BT}}^{2} \cdot \text{ctg}^{2} \alpha_{2}}{2 \cdot g \cdot R_{3}^{2}},$$
(9)

де C_{1m} , C_{2m} – меридіональна швидкість перед та за робочим колесом відповідно;

 α , β – осереднені кути потоку у лопатевій системі;

 ζ — коефіцієнти втрат на тертя, кромкові, ударні відповідно;

χ – коефіцієнт пом'якшення удару;

*r*_{2вт}, *R*₃ – геометричні параметри лопатевої системи.

Для побудови енергетичного балансу в турбінному режимі роботи вище зазначені параметри є вихідними. Запропонована методика використана для розрахунку залежностей $\eta = f(Q'_i)$, $N'_i = f(Q'_i)$ при n'_i = const. Зазначений розрахунок виявляється необхідним для оцінки ефективності та доцільності певного варіанта проточної частини на задані умови експлуатації оборотної гідромашини в турбінному режимі роботи.

Якщо для заданих умов експлуатації оборотної гідромашини в насосному режимі (H_{max} , H_{p} , H_{min} , N) обрані D і n_s , то параметри оптимального режиму n'_I і Q'_I в турбінному режимі визначаються за умови отримання максимального ККД і розрахункового режиму для заданої потужності і діапазону напорів.

Таким чином, вже на стадії вибору основних параметрів виникає необхідність перевірочного розрахунку енергетичних характеристик оборотної гідромашини в турбінному режимі.

За допомогою даної методики вирішується завдання визначення залежностей $\eta = f(Q'_I)$ та $N_I' = f(Q_I')$ при постійному значенні частоти обертанні ($n'_{i} = \text{const}$), що відповідають заданим напорам H_{max} , H_{p} , H_{min} , а також залежностей $\eta = f(Q'_I)$ при постійному значенні витрати ($Q'_{I} = \text{const}$) для турбінного режиму роботи. Для аналізу кожної зі складових втрат знаходяться їх залежності від Q'_{I} при $n_I' = \text{const.}$ У разі незадовільних значень характеристик (за величиною ККД, потужності і крутизні) виникає задача зміни геометрії проточної частини з метою покращення показників. Аналіз цих залежностей дозволяє судити про необхідність зменшення тих чи інших видів втрат, які значно впливають на характеристики.

Діапазон роботи оборотної гідромашини в турбінному режимі на напори *H*_{max}-*H*_{min} знаходиться на універсальній характеристиці в області вище оптимальної зони, на що впливають особливості роботи оборотної гідромашини в турбінному режимі. Актуальною задачею є визначення параметрів оптимального режиму (режиму максимального ККД). Для визначення максимального ККД і відповідних параметрів n'_l та Q'_l використовуються методи умовної і безумовної оптимізації розрахунку параметрів оптимального режиму. Отримані рівняння математичної моделі робочого процесу при вирішенні задачі впливу геометричних параметрів оборотної гідромашини на параметри оптимального режиму і вид універсальної характеристики в турбінному режимі можуть бути основою для вирішення прямої задачі теорії гідромашин. У прямій задачі обрані геометричні параметри проточної частини гідромашини дають можливість отримати параметри оптимального режиму та енергетичні показники в турбінному режимі роботи.

Знаходження оптимального режиму є оптимізаційною задачею в рамках одновимірної моделі у визначенні осереднених геометричних і кінематичних параметрів, які направляють цільову функцію в максимум при заданих значеннях приведених параметрів n'_{I} та Q'_{I} , і обмеженнях від гідравлічних, геометричних умов та умов міцності. Задача зводиться до пошуку умовного екстремуму функції кількох змінних при наявності нелінійних обмежень.

В якості цільової функції прийнято гідравлічний ККД, а керуючими параметрами є геометричні та кінематичні параметри.

Цільову функцію представлено у вигляді:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_{T}}}{g} Q_{I}^{\prime 2} \left(\frac{\overline{\Gamma}_{0} D}{Q}, k_{Q}, L^{\prime} \right)$$
(10)

де
$$k_{H_T} = k_{H_T} \left(\frac{\overline{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L'_{pk} \right)$$
 – коефіцієнт теоретичного

напору;

$$k_h = k_h \left(\frac{\overline{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L' \right)$$
 – коефіцієнт опору

проточної частини;

$$\frac{\overline{\Gamma}_0 D}{Q}$$
 – безрозмірний коефіцієнт осередненої

циркуляції, що характеризує напрямок потоку перед РК;

L' – позначення набору геометричних параметрів геометричних параметрів ПЧ;

$$k_{Q} = \frac{\pi \cdot n'_{I}}{30Q'_{I}}$$
 – узагальнений режимний параметр.

Коефіцієнт опору проточної частини є коефіцієнтів окремих видів втрат:

$$k_{h} = k_{h_{\Pi}} + k_{h_{\text{rep}}} + k_{h_{y\Pi}} + k_{h_{\Pi}} + k_{h_{BHX}} + k_{h_{BT}}, \qquad (11)$$

де $k_{h_n} = \frac{gh_n D^4}{Q^2}$ – коефіцієнт втрат;

 $k_{h_{rep}}, k_{h_{ya}}, k_{h_{u}}, k_{h_{uxx}}$ – коефіцієнти втрат на тертя, ударних, циркуляційних, вихрових втрат відповідно;

*k*_{*h*_{*m*}} – втрати у відсмоктуючій трубі.

Режимні та геометричні параметри проточної частини пов'язані функціональними обмеженнями, які випливають із умов енергетичного балансу в оборотній гідромашині в турбінному режимі роботи:

$$Q_{I}^{\prime 2}\left[k_{H_{T}}\left(\frac{\overline{\Gamma}_{1}D}{Q},k_{Q},L_{p\kappa}^{\prime}\right)+k_{h}\left(\frac{\overline{\Gamma}_{1}D}{Q},k_{Q},L^{\prime}\right)\right]-g=0.$$
 (12)

Задача знаходження параметрів оптимального режиму при турбінному режимі роботи зводиться до знаходження гідродинамічних параметрів, що максимізують цільову функцію (10) при функціональному обмеженні (12) та прямих обмежень на керуючі параметри $\lambda > 0$; $\mu > 0$; $\mu > 0$; y > 0; $y_{cn} = 0$; ctg $\alpha_2 > 0$; $K_{r1} > 0$; $K_{r2} > 0$.

Математичне формулювання задачі оптимізації представлене у вигляді:

$$\eta_{\Gamma} \left(n'_{I}, Q'_{I}, L' \right) \to \max$$

$$F \left(n'_{I}, Q'_{I}, L' \right) = 0 ;$$

$$n'_{I} > 0, Q'_{I} > 0 .$$

;

Для вирішення задачі необхідно отримати розгорнуті вираження для цільової функції (10) і обмежень (12). Такі вирази можуть бути отримані на основі кінематичного опису потоку за допомогою комплексу взаємопов'язаних моделей різного рівня наведених у [15–18]. При використанні цих моделей

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 залежності коефіцієнтів теоретичного напору і втрат мають вигляд поліномів від режимних параметрів. Коефіцієнти втрат на тертя, кромкові, циркуляційні втрати представлені поліномами виду:

$$k_h = b_3 k_O^3 + b_2 k_O^2 + b_1 k_O + b_0 ,$$

де b_3, b_2, b_1, b_0 – поліномні коефіцієнти.

Коефіцієнти полінома залежать від геометричних параметрів проточної частини та незалежною змінною ϵ режимний параметр k_0 .

Поліноми, що описують поведінку коефіцієнтів теоретичного напору і ударних втрат, залежать від двох режимних параметрів: $\frac{\overline{\Gamma}_0 D}{O}, k_Q$.

Розгорнуті вираження для цільової функції і обмеження отримані в результаті підстановки залежностей для коефіцієнтів теоретичного напору і окремих видів втрат в функціональні залежності.

Задача умовної оптимізації перетворюється в безумовну шляхом виключення Q'_{l} з формул (10) та (12). Таким чином цільова функція має вигляд:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_{T}}\left(\frac{\overline{\Gamma_{1}D}}{Q}, k_{Q}, L'_{\text{pk}}\right)}{k_{H_{T}}\left(\frac{\overline{\Gamma_{1}D}}{Q}, k_{Q}, L'_{\text{pk}}\right) + h_{k}\left(\frac{\overline{\Gamma_{1}D}}{Q}, k_{Q}, L'\right)} .$$
(13)

Цільова функція (13) була отримана на основі кінематичного потоку за допомогою осереднених параметрів. В результаті рішення задачі максимізації ККД визначаються шукані гідродинамічні параметри проточної частини. Підстановкою знайдених значень в (16) знаходиться величина гідравлічного ККД η_{Γ} при заданих значеннях режимних параметрів n'_{I} та Q'_{I} .

Задача пошуку значень параметрів λ , μ , μ_m , K_{r1} , K_{r2} вирішується за допомогою відомих методів оптимізації (координатного спуску, конфігурацій та ін.). На рис. 1 представлені узагальнені гідродинамічні параметри для проточних частин гідротурбін РО230-РО500 (прямі лінії) і оборотних гідромашин ОРО200-ОРО500 (точки) отримані внаслідок експериментальних досліджень [19].

За допомогою співвідношень, наведених вище, знаходяться кінематичні параметри потоку в області вхідної і вихідної крайок, а також коефіцієнти, що враховують окремі види втрат.

Отримані дані дозволяють судити і про кінематичні параметри, і про енергобалансові характеристики оборотної гідромашини в турбінному режимі роботи.

Оптимізаційні розрахунки були виконані методом конфігурацій, застосовуючи до проточних частин гідротурбін РО230, РО310, РО500 та високонапірних оборотних гідромашин ОРО200, ОРО500. Результати розрахунків зведені в табл. 1 [20].

В результаті проведення розрахунків параметрів оптимального режиму стає можливим побудувати поверхню ККД для обраної проточної частини (рис. 2).



Рис. 1. Графіки узагальнених значень гідродинамічних параметрів гідромашин

Важливими для аналізу узгодження елементів проточної частини є енергетичні характеристики.

Використання метода на основі осереднених безрозмірних параметрів дозволяє визначити ККД, потужність та коефіцієнт k_{NT}^* в залежності від значень

 Q'_l при цьому n'_l = const (рис. 3).

Характер залежностей наведених на рис. 3 підтверджує доцільність використання безрозмірних комплексів для розрахунку та аналізу енергетичних залежностей оборотної гідромашини.

Тип проточної частини Параметри	PO230	PO310	PO500	OPO200	ОРО500 базовий варіант	ОРО500 модифікований варіант
KQ	12,15	17,9	30	31,18	53,49	54,80
n'_I	65 (65,5)	64,7 (65)	62,76 (62,5)	92,16	80	79
Q'_I	0,561 (0,55)	0,379 (0,372)	0,219 (0,2)	0,309	0,147	0,150
$\eta_{\Gamma}(\eta)$	94,5 (90)	95,2 (90,5)	95,3 (91,2)	94,8	87,3	89,5
λ	0,69	0,6	0,52	0,53	0,46	0,45
μ	9,3	10	11,9	10,79	15,6	15,6
μ_m	2,4	3,6	3,9	3,3	3,9	4,6
$ctg\beta_1$	0,702	0,614	0,402	3,719	2,150	2,456
$ctg\beta_2$	3,4	3,41	2,66	2,961	2,487	2,487
$ctg\alpha_1$	2,352	2,76	3,368	3,136	3,511	3,345
$ctga_2$	0,08	0,04	0,17	0,721	0,292	0,360

Таблиця 1 – Параметри проточних частин гідравлічних машин



Рис. 2. Поверхня ККД оборотної гідромашини ОРО500-В-100: *а* – базовий варіант; *б* – модифікований варіант





Рис. 3. Теоретичні та енергетичні залежності ОРО500-В-100

На рис. 4 наведені розрахункові енергетичні характеристики ОРО500 $\eta = f(Q'_l, n'_l), \ \alpha_0 = f(Q'_l, n'_l)$ та лінія максимальної потужності $N_{\max} = f(Q'_l, n'_l)$.



Рис. 4. Розрахункові енергетичні характеристики ОРО500

Висновки. Проектування проточних частин високонапірних оборотних гідромашин базується на виборі необхідних параметрів в насосному режимі роботи з подальшою перевіркою їх в турбінному режимі. Визначення параметрів оптимального режиму роботи високонапірної оборотної гідромашини на основі методу осереднених безрозмірних параметрів зводиться до вирішення задачі щодо знаходження гідродинамічних параметрів, які максимізують цільову функцію гідравлічного ККД при функціональних та прямих обмеженнях.

Список літератури

- URI: https://www.unian.net/economics/energetics/2108346-ukrainas-pomoschyu-gaes-povyisit-nadejnost-energosistemyi.html (дата звернення: 01.11.2019).
- Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України*. 2007. № 4. С. 36–44.
- Синюгин В. Ю., Магрук В. И., Родионов В. Г. Гидроаккумулирующие электростанции в современной электроэнергетике. Москва: ЭНАС, 2008. 352 с.
- Тихомирова Н. В. ГАЭС на развивающемся энергорынке: инновации и инвестиции. Гидротехническое строительство. 2005. № 6. С. 30–37.
- Семенова А. В., Чирков Д. В., Лютов А. Е. Целевые функционалы при оптимизации рабочего колеса поворотнолопастной гидротурбины. Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. № 3 (202). С. 97–106.
- Trivedi C., Cervantes M., Gandhi B, Dahlhaug O. G. Experimental and numerical studies for a high head Francis turbine at several operating points. *Journal of Fluid Engineering*. 2013. Vol. 135, issue 11. doi: 10.1115/1.4024805
- 7. Hasmatuchi V. Hydrodynamics of a pump-turbine operating at offdesign conditions in generating mode. Lausanne: École

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 polytechnique fédérale de Lausanne, 2012. 168 p.

- Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров Н = 70–700 м. Проблемы машиностроения. 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.
- Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
- Yang Wei, Xiao Ruofu. Multiobjective Optimization Design of a Pump–Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy. *Journal of Fluids Engineering*. 2014. Vol. 136. P. 014501-1–014501-9.
- Lipej A., Poloni C. Design of Kaplan runner using multiobjective genetic algorithm optimization. *Journal of Hydraulic Research*. 2000. Vol. 38, no. 1. P. 73–79.
- Pilev I., Rigin V., Sonin V., Semenova A., Skorospelov V., Chirkov D., Astrakova A. Experience in optimization design of turbine water passages shapes. *Proc. of Hydro 2014 (13–15 October* 2014, Cernobbio). Cernobbio, 2014. 8 p.
- Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14. P. 136–141.
- Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft". 2008.
- Колычев В. А., Миронов К. А., Тыньянова И. И. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2005. № 1/2 (13). С. 95–106.
- 16. Колычев В. А., Миронов К. А., Тыньянова И. И. Общие закономерности рабочего процесса и их применение для расчета и анализа энергетических характеристик гидротурбин. *Східно-Європейський журнал передових технологій.* 2006. № 4/3 (22). С. 54–64.
- 17. Дранковский В. Э., Резвая К. С. К расчету гидродинамических характеристик высоконапорной обратимой гидромашины в турбинном режиме работы на основе математического описания ее рабочего процесса. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3. P. 125–129.
- Дранковский В. Э., Хавренко М. Ю. Определение расчетных параметров высоконапорных обратимых гидромашин. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 81–84.
- Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
- Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Makarov V. Optimization of the water passage of a pump-turbine based on a numerical study of its hydrodynamic characteristics. 2019 IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON). Lviv, 2019. P. 460–463.
- Колычев В. А., Дранковский В. Э., Миронов К. А., Тыньянова И. И. Моделирование кинематических

характеристик потока в радиально-осевой гидротурбине при проектировании ее проточной части. Вісник Сумського державного університету: Сер.: Технічні науки. Суми: СумДУ. 2003. № 13 (59). С. 124–131.

References (transliterated)

- Available at: https://www.unian.net/economics/energetics/2108346ukraina-s-pomoschyu-gaes-povyisit-nadejnost-energosistemyi.html (accessed 01.11.2019).
- Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrafikiv navantazhennya ta upravlinnya spozhyvannyam elektrychnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrayiny*. 2007, no. 4, pp. 36–44.
- Sinyugin V. Yu., Magruk V. I., Rodionov V. G. Gidroakkumuliruyushchie elektrostantsii v sovremennoy elektroenergetike [Pumped-storage power plants in modern power industry]. Moscow, ENAS Publ., 2008. 352 p.
- Tikhomirova N. V. GAES na razvivayushchemsya energorynke: innovatsii i investitsii [PSP in the emerging energy market: innovation and investment]. *Gidrotekhnicheskoe stroitel'stvo*. 2005, no 6, pp. 30–37.
- Semenova A. V., Chirkov D. V., Lyutov A. E. Tselevye funktsionaly pri optimizatsii rabochego kolesa povorotno-lopastnoy gidroturbiny [Target functionalities for the optimization of the runner of a Kaplan turbine]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti* SPbGPU. 2014, no. 3 (202), pp. 97–106.
- Trivedi C., Cervantes M., Gandhi B, Dahlhaug O. G. Experimental and numerical studies for a high head Francis turbine at several operating points. *Journal of Fluid Engineering*. 2013, vol. 135, issue 11. doi: 10.1115/1.4024805
- Hasmatuchi V. Hydrodynamics of a pump-turbine operating at offdesign conditions in generating mode. Lausanne, École polytechnique fédérale de Lausanne Publ., 2012. 168 p.
- 8. Dedkov V. N. Opredelenie raschetnykh parametrov obratimykh gidromashin dlya diapazona naporov N = 70-700 m [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head H = 70-700 m]. *Problemy mashinostroeniya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
- Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
- Yang Wei, Xiao Ruofu. Multiobjective Optimization Design of a Pump–Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy. *Journal of Fluids Engineering*. 2014, vol. 136, pp. 014501-1–014501-9.
- Lipej A., Poloni C. Design of Kaplan runner using multiobjective genetic algorithm optimization. *Journal of Hydraulic Research*. 2000, vol. 38, no. 1, pp. 73–79.
- Pilev I., Rigin V., Sonin V., Semenova A., Skorospelov V., Chirkov D., Astrakova A. Experience in optimization design of turbine water passages shapes. *Proc. of Hydro 2014 (13–15 October* 2014, Cernobbio). Cernobbio, 2014. 8 p.
- 13. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D

model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, pp. 136–141.

- 14. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar* "Aerodynamics of Aircraft". 2008.
- Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Raschet i analiz balansa poter' energii v vysokonapornoy radial'no-osevoy gidravlicheskoy turbine [Calculation and analysis of the energy loss balance in a high-head Francis hydroturbine.]. *Skhidno-Yevropeys'kyy zhurnal peredovykh tekhnolohiy.* 2005, no. 1/2 (13), pp. 95–106.
- 16. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Obshchie zakonomernosti rabochego protsessa i ikh primenenie dlya rascheta i analiza energeticheskikh kharakteristik gidroturbin [General regularities of the working process and their application for the calculation and analysis of the energy characteristics of hydroturbines]. *Skhidno-Yevropeys'kyy zhurnal peredovykh tekhnolohiy.* 2006, no. 4/3 (22), pp. 54–64.
- 17. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S. K raschetu gidrodinamicheskikh kharakteristik vysokonapornoy obratimoy gidromashiny v turbinnom rezhime raboty na osnove matematicheskogo opisaniya ee rabochego protsessa [To the calculation of the hydrodynamic characteristics of a high-head reversible hydraulic machine in a turbine mode of operation based on a mathematical description of its operation]. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3, pp. 125–129.
- Drankovsiy V. E., Khavrenko M. Yu. Opredelenie raschetnykh parametrov vysokonapornykh obratimykh gidromashin [Determination of design parameters of high-pressure reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 81–84.
- Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
- Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Makarov V. Optimization of the water passage of a pump-turbine based on a numerical study of its hydrodynamic characteristics. 2019 IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON). Lviv, 2019, pp. 460–463.
- Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Modelirovanie kinematicheskikh kharakteristik potoka v radial'noosevoy gidroturbine pri proektirovanii ee protochnoy chasti [Modeling of the kinematic characteristics of the flow in a Francis hydraulic turbine during designing its water passage]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin: Technical Sciences Series]. Sumy, SumDU Publ., 2003, no. 13 (59), pp. 124–131.

Надійшла (received) 11.11.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Рєзва Ксенія Сергіївна (Резвая Ксения Сергеевна, Rezvaya Kseniya) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2457-0097; e-mail: rezvayaks@gmail.com

Тиньянова Ірина Іванівна (*Тыньянова Ирина Ивановна, Тупуапоча Ігіпа*) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1185-3458; e-mail: t.irinai@ukr.net

Косоруков Олександр Володимирович (Косоруков Александр Владимирович, Kosorukov Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2854-2667; e-mail: kosorukov@gmail.com

ПРИКЛАДНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

APPLIED RESEARCH

УДК 621.311

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.11

Г. А СЕНДЕРОВИЧ, О. В. ДЯЧЕНКО, Н. С. ЗАХАРЕНКО, І. Т. КАРПАЛЮК, Н. В. РУДЕВІЧ

КОМПЛЕКСНА МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТКОВОЇ УЧАСТІ СПОЖИВАЧА В ВІДПОВІДАЛЬНОСТІ ЗА ПОРУШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ

В електроенергетиці одним з найважливіших аспектів електрозбереження і екологічності є поліпшення якості електроенергії і забезпечення електромагнітної сумісності. Якість електроенергії безпосередньо пов'язана з економічністю виробництва, розподілу і споживання електричної енергії. В умовах ринкової економіки мережеве підприємство і споживач виступають як рівні комерційні партнери, суб'єкти єдиного процесу розподілу і споживання електричної енергії. Для забезпечення зацікавленості в підвищенні якості електроенергії необхідно забезпечити такі умови, при яких збитки, які несуть суб'єкти процесу розподілу електричної енергії, оплачували дійсні винуватці. У міжнародній практиці визначення відповідальності за порушення якості електроенергії домінують два принципи визначення допустимості приєднання споживача до мережі в разі порушення вимог до показників якості електроенергії, які можна висловити логічними формулами: «платить останній» і «кожен платить свою частку». Для України, країни з розвиненими електричними мережами, в яких заходів щодо дотримання якості електроенергії традиційно не достатньо, доцільно використовувати другий принцип, який передбачає індивідуальну відповідальність суб'єктів і теж широко використовуваний у світовій практиці експлуатації електричних мереж. Згідно з цим принципом кожен суб'єкт процесу розподілу електричної енергії має право на внесення своєї частки спотворень, але при цьому зобов'язаний компенсувати збитки від зниження якості електроенергії, відповідно цієї частки. Об'єктивну оцінку часткової участі в компенсації збитку доцільно покласти на детерміновані розрахунки, які позбавлені фактору впливу на їх результат з боку постачальника або споживачів електричної енергії. Запропонована методика комплексного визначення відповідальності за порушення якості електричної енергії. Методика визначення зваженого коефіцієнта відповідальності дозволяє враховувати: можливість одночасного спотворення кількох показників якості електроенергії, таких як усталене відхилення напруги, несиметрія напруги, несинусоїдальність напруги, одним суб'єктом, можливість одночасного спотворення одного показника якості електроенергії різними суб'єктами, можливість одночасного спотворення декількома суб'єктами різних показників якості електроенергії.

Ключові слова: якість електроенергії, показники якості електроенергії, усталене відхилення напруги, несиметрія напруги, несимусоїдальність напруги, зважений коефіцієнт, детерміновані розрахунки, відповідальність.

Г. А СЕНДЕРОВИЧ, А. В. ДЯЧЕНКО, Н. С. ЗАХАРЕНКО, И. Т. КАРПАЛЮК, Н. В. РУДЕВИЧ КОМПЛЕКСНАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОЛЕВОГО УЧАСТИЯ ПОТРЕБИТЕЛЯ В ОТВЕТСТВЕННОСТИ ЗА НАРУШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

В электроэнергетике одним из важнейших аспектов электросбережения и экологичности является улучшение качества электроэнергии и обеспечения электромагнитной совместимости. Качество электроэнергии непосредственно связано с экономичностью производства, распределения и потребления электрической энергии. В условиях рыночной экономики сетевое предприятие и потребитель выступают как равные коммерческие партнеры, субъекты единого процесса распределения и потребления электрической энергии. Для обеспечения заинтересованности в повышении качества электроэнергии необходимо обеспечить такие условия, при которых убытки, которые несут субъекты процесса распределения электрической энергии, оплачивали истинные виновники. В международной практике определение ответственности за нарушение качества электроэнергии доминируют два принципа определения допустимости присоединения потребителя к сети в случае нарушения требований к показателям качества электроэнергии, которые можно выразить логическими формулами: «платит последний» и «каждый платит свою долю». Для Украины, страны с развитыми электрическими сетями, в которых меры по соблюдению качества электроэнергии традиционно недостаточно, целесообразно использовать второй принцип, который предполагает индивидуальную ответственность субъектов и тоже широко используемый в мировой практике эксплуатации электрических сетей. Согласно этому принципу, каждый субъект процесса распределения электрической энергии имеет право на внесение своей доли искажений, но при этом обязан компенсировать убытки от снижения качества электроэнергии, согласно этой доли. Объективную оценку долевого участия в компенсации ущерба целесообразно возложить на детерминированые расчеты, которые лишены фактора влияния на их результат со стороны поставщика или потребителей электрической энергии. Предложена методика комплексного определения ответственности за нарушение качества электрической энергии. Методика определения взвешенного коэффициента ответственности позволяет учитывать: возможность одновременного искажения нескольких показателей качества электроэнергии, таких как установившееся отклонение напряжения, несимметрия напряжения, несинусоидальность напряжения, одним субъектом, возможность одновременного искажения одного показателя качества электроэнергии различными субъектами, возможность одновременного искажения несколькими субъектами различных показателей качества электроэнергии.

Ключевые слова: качество электроэнергии, показатели качества электроэнергии, установившееся отклонение напряжения, несимметрия напряжения, несимусоидальность напряжения, взвешенный коэффициент, детерминированые расчеты, ответственность.

G. SENDEROVICH, O. DIACHENKO, N. ZAKHARENKO, I. KARPALIUK, N. RUDEVICH COMPREHENSIVE METHODOLOGY FOR DETERMINING THE PARTIAL PARTICIPATION OF CONSUMERS IN THE RESPONSIBILITY FOR VIOLATION OF ELECTRICITY QUALITY INDICATORS

In the power industry, one of the most important aspects of energy conservation and environmental friendliness is to improve the quality of electricity and ensure electromagnetic compatibility. The quality of electricity is directly related to the efficiency of production, distribution and consumption of electric energy. In a market economy, the grid company and the consumer act as equal commercial partners, subjects of a single process of distribution and consumption of electric energy. To ensure interest in improving the quality of electricity, it is necessary to ensure conditions under which the losses incurred by the subjects of the process of electric energy distribution are paid by the true culprits. In international practice, the definition of responsibility for violation of the quality of electricity is dominated by two principles for determining the admissibility of a consumer connecting to the network in case of violation of the requirements for indicators of quality of electricity, which can be expressed in logical formulas: "pays the last" and "everyone pays his share". For Ukraine, a country with developed electric grids in which measures to comply with the quality of electric power are

© Г. А. Сендерович, О. В. Дяченко, Н. С. Захаренко, І. Т. Карпалюк, Н. В. Рудевіч, 2019

traditionally insufficient, it is advisable to use the second principle, which assumes individual responsibility of entities and also widely used in the world practice of operating electric grids. According to this principle, each subject of the electric energy distribution process has the right to introduce its own share of distortions, but it is obliged to compensate for losses from the reduction in the quality of electricity, according to this share. It is advisable to assign an objective assessment of equity participation in compensation for damage to deterministic calculations, without the factor of influence on their result from the supplier or consumers of electric energy. A methodology for the comprehensive definition of liability for violation of the quality of electric energy is proposed. The methodology for determining the weighted coefficient of responsibility allows us to take into account: the possibility of simultaneous distortion of several indicators of electric power quality, such as steady-state voltage deviation, voltage unbalance, voltage non-sinusoidality, by one subject, the possibility of simultaneous distortion by several entities of various electric power quality indicators.

Key words: electric power quality, electric power quality indicators, steady-state voltage deviation, voltage unbalance, voltage nonsinusoidality, weighted coefficient, calculations are determined, responsibility.

Вступ. Багато років централізованої експлуатації електричних мереж в Україні не приділялося належної уваги питанням якості електроенергії (ЯЕ), яка залежить як від її постачальників, так і від споживачів. Підвищення ЯЕ в умовах енергетичного ринку вимагає зацікавленості в цьому суб'єктів процесу розподілу і споживання електроенергії. З метою підвищення зацікавленості в покращенні ЯE розроблені методи і методики детермінованого визначення часткової участі постачальників та споживачів електроенергії в порушенні вимог до показників якості електроенергії (ПЯЕ) [1–15].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Існуюча методика визначення часткової участі суб'єктів розподілу електричної енергії (ЕЕ) в відповідальності за порушення якості електроенергії ЯЕ при комплексній оцінці ПЯЕ [16] призначена для її використання в точках загального приєднання (ТЗП), якими зазвичай є збірні шини понижуючих підстанцій розподільної електричної мережі. Її реалізація в частині оцінки несиметрії вимагає одночасного вимірювання струму на різних приєднаннях до ТЗП, що здійснити в локальних пристроях обліку і контролю ЕЕ складно, а в ряді випадків практично неможливо.

Розроблена В [17] методика визначення відповідальності споживача за спотворення симетрії напруги передбачає її використання в локальних системах обліку споживання та контролю ЕЕ. Новий підхід, що використовується для аналізу несиметрії в методиці, вимагає його врахування цій при комплексній оцінці ПЯЕ. Застосування методики визначення часткової участі постачальника споживача в порушенні вимог щодо коливання напруги (КН), яка розроблена в [17], також має бути пов'язана з методикою комплексної оцінки ПЯЕ.

Мета статті. Розробка комплексної методики визначення часткової участі споживача у відповідальності за порушення показників якості електроенергії.

Виконання розробок в даному напрямі робить визначення відповідальності за порушення ЯЕ більш повним і принциповим, що в подальшому дозволить розробити прилад, який робить облік споживання ЕЕ, контролює ЯЕ і визначає відповідальність сторін (постачальник-споживач) за її порушення згідно до чинного законодавства.

Такий прилад повинен фіксувати відхилення від допустимих значень за всіма ПЯЕ, що характеризують тривалі зміни характеристик напруги і робити узагальнений висновок про відповідальність сторін за порушення ЯЕ.

Основні матеріали досліджень. Для можливості пред'явлення санкцій критерій узагальненої оцінки порушення вимог по ЯЕ повинен бути заснований на діючій нормативній базі [18], яка передбачає санкції у розмірі 25 % вартості ЕЕ, розподіленої з порушенням вимог по любому із з ПЯЕ. Величина санкцій не залежить від кількості ПЯЕ, за якими виявлені порушення. У той же час, критерій повинен бути достатньо гнучким, щоб забезпечити можливість його зміни для використання з новою правовою базою, під якою мається на увазі, по-перше, можлива зміна ГОСТ і, по-друге, можлива законодавча зміна підходу до стимулювання суб'єктів розподілу ЕЕ з метою підвищення ЯЕ.

До ПЯЕ, що характеризують тривалі зміни характеристик напруги, слід віднести:

- усталене відхилення напруги δU_{y} ;

- несиметрію напруги (коефіцієнт несиметрії напруги по зворотній послідовності K_{2U} і коефіцієнт несиметрії напруги по нульовій послідовності K_{0U});

- несинусоїдальність напруги (коефіцієнт спотворення синусоїдальності кривої напруги K_U і коефіцієнт *n*-ї гармонійної складової напруги $K_{U(n)}$);

- коливання напруги (розмах зміни напруги δU_t і доза флікера P_t).

У зв'язку з тим, що чинна правова база передбачає однакову відповідальність за порушення вимог до ЯЕ незалежно від того, за яким конкретно і по якій кількості ПЯЕ було зафіксовано порушення, повинна бути врахована можливість одночасного порушення вимог до ЯЕ за кількома ПЯЕ. Так як аналіз параметрів режиму цифровим контрольновимірювальним комплексом відбувається за інтервал усереднення Δt , під одночасними маються на увазі події, зафіксовані в одному k-му інтервалі усереднення Δt .

Комплексна оцінка відповідальності суб'єктів за одночасні порушення ПЯЕ в k-му інтервалі усереднення проводиться за середньозваженими коефіцієнтами відповідальності споживача за допустимих $K_{\rm Bin}^{\rm H/d}(k)$ перевищення нормально i гранично допустимих $K_{\text{від}}^{r/a}(k)$ значень:

$$K_{\rm Bid}^{\rm H/a}(k) = \frac{W_{\rm Bid}^{\rm H/a}(k) + W_{\rm Bid}^{\rm H/a}(k) + W_{\rm Bid}^{\rm H/a}(k) + W_{\rm Bid}^{\rm H/a}(k) + W_{\rm Bid}^{\rm H/a}(k) + K_{\rm Bid}^{\rm H/a}(k) + K_{\rm Bid}^{\rm H/a}(k) + K_{\rm D}^{\rm H/a}(k) + K_{\rm D}^{\rm$$

$$K_{\text{Big}}^{r/a}(k) = \frac{W_{\text{Big}\delta U}^{r/a}(k) + W_{\text{Big}2}^{r/a}(k) + W_{\text{Big}0}^{r/a}(k) + W_{\text{Big}0}^{r/a}(k) + W_{\text{Big}U(n)}^{r/a}(k) + W_{\text{Big}U}^{r/a}(k) + \frac{K_{\text{Big}U}^{r/a}(k) + K_{2}^{r/a}(k) + K_{0}^{r/a}(k) + K_{0}^{r/a}(k) + K_{0}^{r/a}(k) + K_{U(n)}^{r/a}(k) + K_{U}^{r/a}(k) + \frac{K_{0}^{r/a}(k) + K_{0}^{r/a}(k)}{K_{U(n)}^{r/a}(k) + K_{U}^{r/a}(k)} \cdot (2)$$

Середньозважені коефіцієнти відповідальності споживача (1) і (2) не враховують порушення ЯЕ по КН. Це пояснюється тим, що перевищення допустимих значень ні за розмахом зміни напруги δU_t , ні за дозою флікера P_t не можуть бути виявлені за період інтервалу усереднення Δt , так як в загальному випадку період коливань перевершує $\Delta t = 3$ с. Це враховують вимоги ГОСТ [19], згідно з якими короткочасна доза флікера P_{st} вимірюється в інтервалі часу 10 хв, а тривала доза флікера $P_{Lt} - 2$ год.

Методика, що розглядається, відрізняється від відомої [16] в частині оцінки часткової участі за несиметрією напруги і спрямованістю оцінки на часткову участь споживача ЕЕ. Методика з оцінки КН, розроблена в [17], не входить в комплексну оцінку, вона повинна бути виведена в окремий блок (прилад) і працювати за фактом порушення вимог до КН.

Коефіцієнт відповідальності споживача (1) може змінюватися в межах:

$$-1 \le K_{\text{Big}}^{\text{H/},\text{H}}(k) \le 1.$$
 (3)

При $K_{\rm sig}^{\rm w/a}(k) = -1$ вся відповідальність за порушення вимог до ПЯЕ в *k*-му інтервалі усереднення покладається на постачальника ЕЕ, при $K_{\rm sig}^{\rm w/a}(k) = 1$ - на споживача. У чисельнику формули (1) наведено суму значень ЕЕ, отриманих в *k*-му інтервалі усереднення з порушеннями вимог щодо кожного з ПЯЕ, в знаменнику – споживання ЕЕ *W*(*k*).

Якщо має місце порушення по одному з показників, наприклад, коефіцієнту несиметрії напруги за зворотною послідовністю K_{2U} , то згідно (1):

$$K_{\rm Bin}^{\rm H/A}(k) = W_{\rm Bin2}^{\rm H/A}(k) / W(k) .$$
(4)

Умова (3) виконується, так як в будь-якому випадку енергія, отримана з порушенням вимог, не може перевищувати загальне споживання ЕЕ:

$$\left| W_{\text{Big2}}^{\text{H/}_{\text{A}}}(k) \right| \le W(k) . \tag{5}$$

Якщо зафіксовані порушення за кількома показниками, то енергія, отримана з порушенням вимог, буде підсумовуватися стільки раз, скільки порушено вимог до ПЯЕ в *k*-му інтервалі усереднення. Для виконання VMOBИ (3)i отримання середньозваженого значення коефіцієнта відповідальності $K_{\scriptscriptstyle {\rm від}}^{\scriptscriptstyle {\rm H/A}}(k)$ в знаменник формули (1) введена сума коефіцієнтів, що враховують факт ПЯЕ: порушень за окремими

У чисельнику формули (1) представлена сума значень ЕЕ по кожному з показників, відповідальність за спотворення яких лежить на споживачеві. Ці значення ЕЕ можуть бути різними за величиною і знаком в залежності від відповідальності сторін за окремими ПЯЕ. Величини ЕЕ, за якими в *k*-му інтервалі усереднення не виявлено перевищення допустимих значень, що відповідають ПЯЕ, приймаються рівними нулю.

Таким чином, середньозважений коефіцієнт відповідальності споживача $K_{\rm від}^{{\rm н/д}}(k)$ в *k*-му інтервалі усереднення Δt є відношення сум значень ЕЕ, отриманих споживачем з порушенням по окремим ПЯЕ і приведених до порушення по одному показнику, до загального споживання W(k). Або, іншими словами, середньозважений коефіцієнт відповідальності споживача $K_{\rm від}^{{\rm н/д}}(k)$ в *k*-му інтервалі усереднення Δt - це відношення середньозваженої ЕЕ, отриманої споживачем з порушенням по всім контрольованим ПЯЕ до загального споживання W(k).

Фізичний смисл середньозваженого коефіцієнта відповідальності споживача за порушення гранично допустимих значень ПЯЕ в k-му інтервалі усереднення $K_{\text{від}}^{r/a}(k)$ отриманого за формулою (2), має аналогічне пояснення.

У разі відсутності порушень вимог по ПЯЕ в *k*-му інтервалі формули (1), (2) дають математичну невизначеність значень середньозважених коефіцієнтів відповідальності споживача $K_{\scriptscriptstyle \mathrm{від}}^{\scriptscriptstyle \mathrm{H/A}}(k)$ і $K_{{}_{\rm Big}}^{{}_{\rm r/\!A}}(k)$, що є недопустимим при побудові алгоритму реалізації Факт даної методики. виникнення порушення хоча б по одному ПЯЕ можна уявити за логічних висловлювань, допомогою що характеризують диз'юнкцію виконання умов порушення нормально і гранично допустимих значень:

$$F1 := \left[K_{\delta U}^{{}_{\mathrm{H}/\mathrm{R}}}(k) = 1 \right] \lor \left[K_{2}^{{}_{\mathrm{H}/\mathrm{R}}}(k) = 1 \right] \lor$$

$$\lor \left[K_{0}^{{}_{\mathrm{H}/\mathrm{R}}}(k) = 1 \right] \lor \left[K_{U(n)}^{{}_{\mathrm{H}/\mathrm{R}}}(k) = 1 \right] \lor \left[K_{U}^{{}_{\mathrm{H}/\mathrm{R}}}(k) = 1 \right];$$
(6)

$$F2 := \left[K_{\delta U}^{r/\alpha}(k) = 1 \right] \lor \left[K_2^{r/\alpha}(k) = 1 \right] \lor$$

$$\lor \left[K_0^{r/\alpha}(k) = 1 \right] \lor \left[K_{U(n)}^{r/\alpha}(k) = 1 \right] \lor \left[K_U^{r/\alpha}(k) = 1 \right].$$
(7)

Можливість використання формули (1) для визначення $K_{\text{від}}^{\text{и/д}}(k)$ визначається виконанням умови:

$$F1 = 1 \tag{8}$$

формули (2) для визначення $K_{\rm віл}^{\rm r/d}(k)$:

$$F2 = 1$$
. (9)

Якщо не виконуються умови (8) або (9) (F1 = 0 або F2 = 0), то алгоритм відповідно повинен обійти формули (1) або (2).

Алгоритм роботи вимірювального приладу для обліку і контролю ЯЕ наведено на рис. 1 і рис. 2. Алгоритм здійснює комплексну оцінку часткової участі споживача у відповідальності за одночасні порушення ПЯЕ в кожному k-му інтервалі усереднення Δt і інтегрування результату за період моніторингу T.

На відміну від відомих рішень [20, 21] його використання передбачається в локальному пристрої, що вимірює параметри режиму в місці установки, і надає інформацію про споживання EE, факт порушення її якості і кількості EE, за порушення якості якої несе відповідальність споживач.

Програма розрахована на роботу з періодом повторення T, що відповідає періоду моніторингу, наприклад, один місяць.



Рис. 1. Алгоритм роботи приладу для обліку і контролю якості електричної енергії (початок)



Рис. 2. Алгоритм роботи приладу для обліку і контролю якості електричної енергії (кінець)

Поза циклом працює Блок завдання вихідних параметрів, в якому закладена постійна інформація: параметри електричної мережі (режим нейтралі, кількість фаз), номінальні і граничні параметри режиму, нормально і гранично допустимі значення ПЯЕ. Поточна інформація про параметри режиму надходить з цифрового реєстратора ЦР.

На початку періоду *T* проводиться обнулення значень всіх видів ЕЕ, розрахованих за попередній період, а потім робиться розрахунок в циклі по $k = 1 \rightarrow T/\Delta t$. Інтервал усереднення прийнятий $\Delta t = 3$ с відповідно до [19].

Цикл по k починається з введення з ЦР параметрів режиму, поточного k-го інтервалу усереднення і обнулення коефіцієнтів, що враховують в інтервалі k-1 факт порушення нормально і гранично допустимих значень за окремими ПЯЕ:

$$\begin{split} &K_{\delta U}^{\text{H/A}}(k) = 0; \\ &K_{2}^{\text{H/A}}(k) = 0; \\ &K_{0}^{\text{H/A}}(k) = 0; \\ &K_{U}^{\text{H/A}}(k) = 0; \\ &K_{U}^{\text{H/A}}(k) = 0; \\ &K_{U}^{\text{H/A}}(k) = 0; \\ &K_{2}^{\text{H/A}}(k) = 0; \\ &K_{0}^{\text{H/A}}(k) = 0; \\ &K_{0}^{\text{H/A}}(k) = 0; \\ &K_{U}^{\text{H/A}}(k) = 0. \end{split}$$

Потім проводиться розрахунок відповідальності за показниками ПЯЕ для сталого відхилення напруги (Блок аналізу δU_y), несиметрії (Блок аналізу K_{2U} , K_{0U}) і несинусоїдальності (Блок аналізу $K_{U(n)}$, K_U).

На виході трьох названих блоків отримуємо інформацію про факт порушення нормально і гранично допустимих вимог і кількості ЕЕ, за порушення цих вимог несе відповідальність споживач, по кожному з ПЯЕ. Для вирішення цього завдання використовуються методики по оцінці часткової участі суб'єктів при порушенні вимог до сталого відхилення напруги [21], синусоїдальності кривої напруги [20] і методика по несиметрії напруги, розроблена в [17].

Якщо в *k*-му інтервалі не виявлено порушень нормально допустимих значень ні по одному з ПЯЕ, то оператор F1(k) = 0 і умова (6) не виконується. В цьому випадку приймаємо середньозважений коефіцієнт відповідальності споживача $K_{\rm від}^{\rm н/a}(k) = 0$. Якщо не виявлено порушень гранично допустимих значень, то F2(k) = 0 і не виконується умова (7), $K_{\rm від}^{\rm r/a}(k) = 0$.

При виконанні умови (6) середньозважений

коефіцієнт відповідальності споживача $K_{\text{від}}^{\text{и/д}}(k)$ розраховується за формулою (1), при виконанні умови (7) – по формулі (2).

Енергію, за яку несе відповідальність споживач при перевищенні нормально допустимих та гранично допустимих значень ПЯЕ в *k*-м інтервалі усереднення визначаємо по розрахованих коефіцієнтах відповідальності:

$$W_{\text{від}}^{\text{H/}}(k) = W(k) \cdot K_{\text{від}}^{\text{H/}}(k), \qquad (10)$$

$$W_{\text{від}}^{r/a}(k) = W(k) \cdot K_{\text{від}}^{r/a}(k).$$
(11)

На завершення циклу по k виконується підсумовування ЕЕ, за яку несе відповідальність споживач за порушення нормально і гранично допустимих відхилень ПЯЕ протягом періоду моніторингу $T(W_{T}^{\mu/\pi}, W_{T}^{r/\pi})$ і розрахунок енергії W_{T} отриманої споживачем за цей час.

По закінченню періоду моніторингу T визначається енергія $W_{\rm T}^{\rm від}$, за порушення якості якої несе відповідальність споживач. ЯЕ в пункті контролю вважається відповідною встановленим вимогам [19], якщо кількість спотвореної ЕЕ по нормально допустимим значенням не перевищило 5 % від загальної кількості електроенергії. Ця вимога виражається логічною умовою:

$$F3 := |W_{*T}^{H/a}| > 0,05,$$
 (12)

де $W_{*T}^{H/d} = W_{T}^{H/d} / W_{T}$.

Порушення по гранично допустимим значенням враховуються всі.

У разі виконання умови (12), F3 = 1, відповідальність визначається кількістю EE, отриманої за період T з порушенням нормально допустимих значень:

$$W_{\rm T}^{\rm Big} = W_{\rm T}^{\rm H/g}.$$
 (13)

Якщо умова (12) не виконується, F3 = 0, відповідальність визначається кількістю EE, отриманої за період T з порушенням гранично допустимих значень:

$$W_{\rm T}^{\rm Big} = W_{\rm T}^{\rm r/g}.$$
 (14)

В кінці періоду по *Т* проводиться підсумовування за весь час експлуатації вимірювального приладу загальної кількості ЕЕ *W*, отриманої споживачем:

$$W = W + W_{T} \tag{15}$$

і загальної кількості ЕЕ $W_{_{\rm Big}}$, за порушення якості якої відповідає споживач:

$$W_{\rm BIA} = W_{\rm BIA} + W_T^{\rm BIA}.$$
 (16)

По закінченню періоду моніторингу T розрахунок повертається на початок програми (А). Наступний період T починається з обнулення всіх значень електроенергії за попередній період моніторингу, крім $W, W_{\text{віл}}$.

Висновки. Представлена в статті методика відрізняється від існуючої оцінкою часткової участі за несиметрію напруги, що дозволяє її використання в локальних пристроях обліку і контролю якості електроенергії, а також її спрямованістю на оцінку часткової участі споживача.

Але не була вирішена повністю задача по комплексній оцінці часткової участі споживача у відповідальності за порушення вимог щодо якості електроенергії. Розроблена методика не дозволяє проводити оцінку за всіма показниками якості електроенергії, які представляють тривалі зміни характеристик напруги, зокрема, за показниками коливання напруги.

Список літератури

- Железко Ю. С. Присоединение потребителей к электрическим сетям общего назначения и договорные условия в части качества электроэнергии. Промышленная энергетика. 2003. № 6. С. 42–50.
- Жежеленко И. В., Саенко Ю. Л. Качество электрической энергии на промышленных предприятиях. Москва: Энергоатомиздат, 2005. 261 с.
- Жежеленко И. В., Саенко Ю. Л. Показатели качества электроэнергии и их контроль на промышленных предприятиях. Москва: Энергоатомиздат, 2000. 250 с.
- 4. Жежеленко И. В., Саенко Ю. Л. Проблемы качества электроэнергии. Промэлектро. 2002. № 4. С. 13–26.
- Кузнецов В. Г., Куренный Э. Г., Лютый А. П. Электромагнитная совместимость. Несимметрия и несинусоидальность напряжения. Донецк: Норд-Пресс, 2005. 250 с.
- Гриб О. Г. Контроль и регулирование несимметричных режимов в системах электроснабжения. Харьков: ХГАГХ, 2003. 180 с.
- Трунова И. М., Черемисин Н. М. Совершенствование методики расчета размера компенсации потребителям некачественной электрической энергии. Электрические сети и системы. 2003. № 1. С. 48–51.
- Праховник А. В., Тесик Ю. Ф., Жаркін А. Ф., Новський В. О., Гриб О. Г., Калінчик В. П., Карасінський О. Л., Довгалюк О. М., Лазуренко О. П., Хадаківський А. М., Васильченко В. І., Светелік О. Д. Автоматизовані системи обліку та якості електричної енергії / ред. Гриб О. Г. Харків: Ранок-НТ, 2012. 516 с.
- Щербакова П. Г. Моделирование коэффициентов участия субъектов в нарушении симметрии по обратной последовательности. Світлотехніка та електроенергетика. 2007. № 3–4. С. 53–57.
- Жежеленко И. В., Саенко Ю. Л., Бараненко Т. К. Избранные вопросы несинусоидальных режимов в электрических сетях предприятий / ред. Жежеленко И. В. Москва: Энергоатомиздат, 2007. 296 с.
- Щербакова П. Г. Развитие методов определения долевого вклада субъектов электрической системы в ухудшении качества электроэнергии: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.02. Харьков, 2009. 214 с.
- Куренный Э. Г., Дмитриева Е. Н., Цыганкова Н. В., Черникова Л. В. Методы нормирования колебаний напряжения в системах электроснабжения общего назначения. Зб. наук. пр. ДонНТУ. Сер.: Електротехніка і енергетика. Донецьк: ДонНТУ. 2001. № 28. С. 119–123.
- Железко Ю. С. О присоединении потребителей к электрическим сетям с учетом показателей качества электроэнергии. Энергетик. 2003. № 8. С. 8–12.
- 14. Жежеленко И. В., Саенко Ю. Л. Практические методы расчета

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 показателей колебаний напряжения. Промэлектро. 2004. № 5. С. 19-22.

- Висящев А. Н. Электромагнитная совместимость в электроэнергетических системах: учебн. пособ. Иркутск: ИрГТУ, 2006. 509 с.
- 16. Сендерович П. Г. Определение ответственности за нарушение качества в приборах учета электроэнергии. Світлотехніка та електроенергетика. 2006. № 7-8. С. 29-34.
- Дяченко О. В. Розвиток методів знаходження часткової участі у відповідальності за порушення якості електроенергії: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.02. Харків, 2017. 163 с.
- Правила користування електричною енергією. Київ: Міністерство Юстиції України, 2002. 59 с.
- ГОСТ 13109–97. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. 30 с.
- Гриб О. Г., Сендерович Г. А., Сендерович П. Г. Алгоритм реализации методики распределения ответственности за искажение синусоидальности. Коммунальное хозяйство городов: сб. науч. тр. Киев: Техника. 2005. Вып. 67. С. 237–246.
- 21. Сендерович П. Г. Методика и алгоритм определения ответственности за превышение допустимого отклонения напряжения. Вісник Харківського Національного технічного університету сільського господарства: Технічні науки. Харків: ХНТУСГ, 2006. Вип. 43, т. 1: Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. С. 59–65.

References (transliterated)

- Zhelezko Yu. S. Prisoedinenie potrebiteley k elektricheskim setyam obshchego naznacheniya i dogovornye usloviya v chasti kachestva elektroenergii [Connection of consumers to general-purpose power grids and contractual terms regarding the quality of electricity]. *Promyshlennaya energetika*. 2003, no. 6, pp. 42–50.
- Zhezhelenko I. V., Saenko Yu. L. Kachestvo elektricheskoy energii na promyshlennykh predpriyatiyakh [The quality of electric energy in industrial enterprises]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 2005. 261 p.
- Zhezhelenko I. V., Saenko Yu. L. Pokazateli kachestva elektroenergii i ikh kontrol' na promyshlennykh predpriyatiyakh [Electricity quality indicators and their control in industrial enterprises]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 2000. 250 p.
- Zhezhelenko I. V., Saenko Yu. L. Problemyi kachestva elektroenergii [Electricity quality problems]. *Promelektro*. 2002, no. 4, pp. 13–26.
- Kuznetsov V. G., Kurennyiy E. G., Lyutyiy A. P. Elektromagnitnaya sovmestimost'. Nesimmetriya i nesinusoidal'nost' napryazheniya [Electromagnetic compatibility. Voltage asymmetry and non-sinusoidality]. Donetsk, Nord-Press Publ., 2005, 250 p.
- Grib O. G. Kontrol' i regulirovanie nesimmetrichnykh rezhimov v sistemakh elektrosnabzheniya [Control and regulation of asymmetric modes in power supply systems]. Kharkov, KhGAGKh Publ., 2003. 180 p.
- Trunova I. M., Cheremisin N. M. Sovershenstvovanie metodiki rascheta razmera kompensatsii potrebitelyam nekachestvennoy elektricheskoy energii [Improving the methodology for calculating the amount of compensation to consumers of low-quality electric energy]. *Elektricheskie seti i sistemy*. 2003, no. 1, pp. 48–51.
- Prakhovnyk A. V., Tesyk Yu. F., Zharkin A. F., Novs'kyy V. O., Hryb O. H., Kalinchyk V. P., Karasins'kyy O. L., Dovhalyuk O. M., Lazurenko O. P., Khadakivs'kyy A. M., Vasyl'chenko V. I., Svetelik O. D. Avtomatyzovani systemy obliku ta yakosti elektrychnoyi enerhiyi [Automated metering and quality systems for electricity]. Kharkiv, Ranok-NT Publ., 2012. 516 p.
- Shcherbakova P. G. Modelirovanie koeffitsientov uchastiya sub"ektov v narushenii simmetrii po obratnoy posledovatel'nosti [Modeling the participation coefficients of subjects in symmetry breaking in the reverse order]. *Svitlotekhnika ta elektroenerhetyka*. 2007, no. 3–4, pp. 53–57.
- Zhezhelenko I. V., Saenko Yu. L., Baranenko T. K. *Izbrannye* voprosy nesinusoidal'nykh rezhimov v elektricheskikh setyakh predpriyatiy [Selected issues of non-sinusoidal modes in electrical networks of enterprises]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 2007. 296 p.
- 11. Shcherbakova P. G. Razvitie metodov opredeleniya dolevogo vklada

sub"ektov elektricheskoy sistemy v ukhudshenii kachestva elektroenergii: dis. ... kand. tekhn. nauk [Development of methods for determining the share contribution of subjects of the electric system to the deterioration of the quality of electricity. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Kharkov, 2009. 214 p.

- Kurennyy E. G., Dmitrieva E. N., Tsygankova N. V., Chernikova L. V. Metody normirovaniya kolebaniy napryazheniya v sistemakh elektrosnabzheniya obshchego naznacheniya [Methods for the regulation of voltage fluctuations in general-purpose power supply systems]. *Zb. nauk. pr. DonNTU. Seriya: Elektrotekhnika i enerhetyka* [A collection of scientific papers of Donetsk National Technical University. Ser.: Electrical Engineering and Energy]. Donetsk, DonNTU Publ., 2001, no. 28, pp. 119–123.
- 13. Zhelezko Yu. S. O prisoedinenii potrebiteley k elektricheskim setyam s uchetom pokazateley kachestva elektroenergii [On the connection of consumers to electric networks, taking into account indicators of the quality of electricity]. *Energetik.* 2003, no. 8, pp. 8–12.
- Zhezhelenko I. V., Saenko Yu. L. Prakticheskie metody rascheta pokazateley kolebaniy napryazheniya [Practical methods for calculating voltage fluctuation indicators]. *Promelektro*. 2004, no. 5, pp. 19–22.
- 15. Visyashchev A. N. *Elektromagnitnaya sovmestimost' v elektroenergeticheskikh sistemakh* [Electromagnetic compatibility in electric power systems]. Irkutsk, IrGTU Publ., 2006. 509 p.
- Senderovich P. G. Opredelenie otvetstvennosti za narushenie kachestva v priborakh ucheta elektroenergii [Determination of liability for quality violations in electricity meters]. *Svitlotekhnika ta elektroenerhetyka*. 2006, no. 7–8, pp. 29–34.
- 17. Dyachenko O. V. Rozvytok metodiv znakhodzhennya chastkovoyi uchasti u vidpovidal'nosti za porushennya yakosti elektroenerhiyi:

dys. ... *kand. tekhn. nauk* [Development of methods for finding equity participation in the responsibility for violations of the quality of electricity. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Kharkiv, 2017. 163 p.

- Pravyla korystuvannya elektrychnoyu enerhiyeyu [Rules for electric power supply]. Kyiv, Ministry of Justice of Ukraine Publ., 2002. 59 p.
- GOST 13109–97. Normy kachestva elektricheskoy energii v sistemakh elektrosnabzheniya obshchego naznacheniya [State Standard 13109–97. Quality standards for electric energy in general power supply systems]. Minsk, Interstate Council for Standardization, Metrology and Certification Publ., 1999. 30 p.
- Grib O. G., Senderovich G. A., Senderovich P. G. Algoritm realizatsii metodiki raspredeleniya otvetstvennosti za iskazhenie sinusoidal'nosti [Algorithm for the implementation of the methodology for the distribution of responsibility for distortion of sinusoidality]. *Kommunal'noe khozyaystvo gorodov: sb. nauch. tr.* [Public utilities of cities: a collection of scientific papers]. Kiev, Technika Publ., 2005, issue 67, pp. 237–246.
- 21. Senderovich P. G. Metodika i algoritm opredeleniya otvetstvennosti za prevyshenie dopustimogo otkloneniya napryazheniya [Methodology and algorithm for determining liability for exceeding voltage tolerance]. Visnyk Kharkivs'koho Natsional'noho tekhnichnoho universytetu sil's'koho hospodarstva: Tekhnichni nauky [Bulletin of the Kharkiv National Technical University of the State Savior: Engineering sciences]. Kharkiv, KhNTUSH Publ., 2006, issue 43, vol. 1: Problemy enerhozabezpechennya ta enerhozberzezhennya v APK Ukrayiny [Problems of energy saving and energy saving in the agro-industrial complex of Ukraine], pp. 59–65.

Надійшла (received) 03.09.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сендерович Генадій Аркадієвич (Сендерович Геннадий Аркадьевич, Senderovich Gennady) - доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-4642-7325; e-mail: sengennadii@gmail.com

Дяченко Олександр Васильович (Дяченко Александр Васильевич, Diachenko Oleksandr) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-7232-6585; e-mail: diachenko.a.v@ukr.net

Захаренко Наталя Сергіївна (Захаренко Наталья Сергеевна, Zakharenko Natalia) – кандидат економічних наук, доцент, Державний вищий навчальний заклад «Приазовський державний технічний університет», доцент кафедри «Економіка підприємств»; м. Маріуполь, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-7963-1080; e-mail: zakharenko.natali@gmail.com

Карпалюк Ігор Тимофійович (Карпалюк Игорь Тимофеевич, Karpaliuk Ihor) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5634-6807; e-mail: humpway@gmail.com

Рудевіч Наталія Валентинівна (Рудевич Наталья Валентиновна, Rudevich Nataliia) – доктор педагогічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2858-9836; e-mail: n.rudevich@ukr.net

УДК 621.05

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.12

О. М. ФАТЕЕВ, Н. М. ФАТЕЕВА, Н. Г. ШЕВЧЕНКО

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПОЗИЦІЙНИХ ПНЕВМОАГРЕГАТІВ

Розглянуто аналіз динаміки позиційного пневмоагрегата, реалізованого на дискретній апаратурі. Для цього розроблено математичну модель роботи системи позиційних пневмоагрегатів з програмованими електронними блоками управління, що дозволяє враховувати особливості системи пневмоагрегатів, й включає математичні моделі виконавчого механізму, модель ліній управління й модель системи управління з врахуванням реального масштабу часу. В результаті досліджень розроблено методику оцінки функціональних можливостей пневмоагрегата, з точки зору його динаміки, що дозволяє оцінити в якій мірі даний пневмоагрегат може забезпечити виконання потрібних за технологічним процесом характеристик, таких як: швидкодія, вантажопідйомність, точність відпрацювання задаючого сигналу та ін. Ця задача була вирішена на базі зворотної задачі динамічного розрахунку пневмоагрегата, яка полягала в знаходженні конструктивних параметрів за заданими технічними характеристиками, для цього була визначена функція позиціювання, що описується для семи та одинадцяти інтервалів руху і яка відповідає таким вимогам позиційного пневмоагрегата: нерозривність значень основних параметрів руху – переміщення, що полягає в рівності нулю значень швидкості і прискорення в початковий і кінцевий моменти руху; мінімальність перевантажень, що складається в забезпеченні мінімальності значень прискорення протягом усього періоду руху пневмоагрегата; максимальна продуктивність, що полягає в забезпеченні мінімальності часу руху. На підставі функції позиціювання отримано закони руху вихідної ланки преодуктивність перевантажень, що складається в забезпеченні мінімальності часу руху. На підставі функції позиціювання отримано закони руху викідної ланки пневмоагрегата, потім його рух із постійною швидкістю та плавне гальмування прозиційного пневмоагрегата, що дозволяє забезпечити задані технічні характеристики, та забезпечує плавний розгі наки преодуктивність перевантажень, що складається в забезпеченні мінімальності часу руху. На підставі функції позиційного пневмоагрегата, що до

Ключові слова: позиційний пневмоагрегат, математична модель, зворотня задача, функція позиціювання, динамічні характеристики, задача оптимізації, параметри руху.

А. Н. ФАТЕЕВ, Н. Н. ФАТЕЕВА, Н. Г. ШЕВЧЕНКО ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОЗИЦИОННЫХ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ

Рассмотрен анализ динамики позиционного пневмоагрегата, реализованного на дискретной аппаратуре. Для этого разработана математическая модель работы системы позиционных пневмоагрегатов с программируемыми электронными блоками управления, что позволяет учитывать особенности системы пневмоагрегатов, и включает в себя математические модели исполнительного механизма, модель линий управления и модель системы управления с учетом реального масштаба времени. В результате исследований разработана методика оценки функциональных возможностей пневмоагрегата, с точки зрения его динамики, что позволяет оценить в какой мере данный пневмоагрегат может обеспечить выполнение нужных по технологическому процессу характеристик, таких как: быстродействие, грузоподъемность, точность отработки задающего сигнала и др. Эта задача была решена на базе обратной задачи динамического расчета пневмоагрегата, которая заключалась в нахождении конструктивных параметров по заданным техническим характеристикам, для этого была определена функция позиционирования, что описывается для семи и одиннадцати интервалов движения и соответствующей таким требованиям позиционного пневмоагрегата: неразрывность значений основных параметров движения – перемещения, скорости, ускорения; устойчивость разгона и торможения, заключающееся в равенстве нулю значений скорости и ускорения в начальный и конечный моменты движения; минимальность перегрузок, состоящая в обеспечении минимальности значений ускорения в течение всего периода движения пневмоагрегата; максимальная производительность, заключающаяся в обеспечении минимальности времени движения. На основании функции позиционирования получены законы лвижения выхолного звена позиционного пневмоагрегата. что позволяет обеспечить заланные технические характеристики, и обеспечивает плавный разгон выходного звена пневмоагрегата, затем его движение с постоянной скоростью и плавное торможение с остановкой в точке позиционирования. Для использования полученных результатов при проектировании разработана программа в среде MATLAB.

Ключевые слова: позиционный пневмоагрегат, математическая модель, обратная задача, функция позиционирования, динамические характеристики, задача оптимизации, параметры движения.

A. FATYEYEV, N. FATIEIEVA, N. SHEVCHENKO DYNAMIC ANALYSIS OF POSITIVE PNEUMATIC UNITS

The analysis of the dynamics of a positional pneumatic unit implemented on discrete equipment is considered. For this, a mathematical model of the system of positional pneumatic units with programmable electronic control units has been developed, which allows you to take into account the features of the system of pneumatic units, and includes mathematical models of the actuator, the model of control lines and the model of the control system taking into account the real time scale. As a result of the research, a methodology was developed for assessing the functionality of the pneumatic unit, from the point of view of its dynamics, which allows us to assess the extent to which this pneumatic unit can ensure the fulfillment of the characteristics necessary for the technological process, such as: speed, load capacity, accuracy of the driving signal, etc. This problem was solved on the basis of the inverse problem of dynamic calculation of the pneumatic unit, which was to find structural parameters according to the given technical characteristics, for this the positioning function was determined, which is described for seven and eleven movement intervals and the positional pneumatic unit corresponding to such requirements: continuity of zero values of speed and acceleration at the initial and final moments of motion; minimum overloads, consisting in ensuring the minimum acceleration values during the entire period of movement of the pneumatic unit, which is to ensure minimum travel time. Based on the positioning function, the laws of motion of the output link of the positional pneumatic unit, then its movement at a constant speed and smooth braking with a stop at the positioning point. To use the results obtained in the design, a program was developed in the MATLAB environment.

Keywords: position pneumatic unit, mathematical model, inverse problem, positioning function, dynamic characteristics, optimization problem, motion parameters.

Вступ. Активному впровадженню пневмоагрегатів в промисловість сприяють: відносна простота конструкції і експлуатації; великий термін служби; надійність роботи у низькому діапазоні температур в умовах великої вологості, запиленості і радіації навколишнього середовища; пожежо- і вибухобезпечність та ін.

На етапі динамічного синтезу пневмоагрегатів вирішуються завдання, пов'язані з динамічними характеристиками: швидкодією, точністю позиціювання, вибором раціональних фаз руху та інші. Відмінність структурних схем і вибір, як правило, в даний час здійснюється у кожному результаті конкретному випадку в аналізу технологічного процесу, виходячи з конкретних вимог замовника. Для вирішення завдань, пов'язаних з позиціюванням пневмоагрегатів, потрібно вибрати або розробити структуру, конструктивні параметри, контрольно-вимірювальні прилади i алгоритми управління. Тому актуальною задачею є подальше підвищення ефективності і якості проектування пневмоагрегатів.

Основна частина. Роботу присвячено аналізу динаміки позиційного пневмоагрегата, реалізованого на дискретній апаратурі, для цього проведено аналіз математичних моделей. запропонованих проф. Крейніним Г. В. і д. т. н. Бельферманом В. М., з використанням розробленого алгоритму аналізу динамічних характеристик в середовищі імітаційного моделювання MATLAB (trial version), з метою перевірки адекватності моделей для подальшого проведення експериментальних досліджень 1 алгоритму використання розробленого для подальшого проектування.

Математична модель роботи системи позиційних пневмоагрегатів враховує особливості системи як об'єкта програмного управління та включає математичні моделі виконавчого механізму і модель ліній управління.

Спрощена структура системи пневмоагрегатів включає: виконавчий механізм, що складається з пневмодвигуна з інерційним навантаженням; систему управління, побудовану на базі мікропроцесорного контролера з пристроями сполучення, а також лінії управління з розподільною апаратурою і комунікаційними каналами (рис. 1).



Рис. 1. Структурна схема системи пневмоагрегати

У процесі функціонування системи пневмоагрегата відбувається обмін інформацією між її складовими частинами. З виконавчого механізму надходять дані про параметри руху, а з системи управління – параметри робочого середовища. Таким чином, при розробці математичної моделі її складових частин, особливу увагу слід звернути на зазначені параметри, які беруть участь в процесі обміну інформацією [1, 2].

Математична модель динаміки виконавчого механізму, а саме пневмодвигуна з інерційним навантаженням, базується на рівняннях термодинаміки і рівнянні управління рухом [3, 4].

Математична модель базується на наступних припущеннях:

- робочим тілом пневмосистеми є ідеальний газ;

- теплообмін з навколишнім середовищем відсутній;

- процеси в порожнинах квазістатичні;

 час запізнювання, викликаний проходженням пневматичного сигналу по трубопроводу, зневажливо малий;

- зміною температури при визначенні параметрів руху можна знехтувати.

Для пневмодвигуна лінійної дії [3, 4] з двома робочими порожнинами, розрахункова схема якого показана на рис. 2, рівняння термодинаміки мають вигляд:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{V_1} \left(RTG_1 - p_1 \frac{dV_1}{dt} \right);$$
$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k}{V_2} \left(RTG_2 - p_2 \frac{dV_2}{dt} \right),$$

де p_1 , p_2 – величини тиску в робочих порожнинах пневмодвигуна; V_1 , V_2 – об'єми робочих порожнин; T – температура довкілля (згідно з допущенням, зміну температури при визначенні параметрів руху можна ігнорувати); G_1 , G_2 – витрати робочого середовища в порожнинах; R – універсальна газова постійна; k – показник адіабати.

Рівняння руху виконавчого механізму має вигляд:

$$m\frac{d^{2}x}{dt^{2}} = p_{1}F_{1} - p_{2}F_{2} - F_{\text{on}}^{\text{p}} - F_{\text{H}}^{\text{mk}} - F_{\text{H}}^{\text{k}},$$

де m – маса інерційного навантаження; F_1 , F_2 – площі поршня в робочих порожнинах; F_{μ}^{κ} , $F_{\mu}^{\mu\nu\kappa}$ – корисне і шкідливе навантаження; F_{on}^{p} – програмно регульована сила опору (якщо це передбачено за принципом роботи агрегату).



Рис. 2. Розрахункова схема пневмодвигуна з двома робочими порожнинами

У загальному випадку для даної моделі виконавчого механізму програмно-керованими, залежно від вибору способу регулювання, можуть бути величини витрат G_1 та G_2 , а також сила опору F_{on}^p Величини витрат G_1 та G_2 визначаються з моделі ліній управління, а сила опору F_{on}^p – з моделі гальмівного пристрою (якщо таке є).

Модель ліній управління, які у загальному випадку, складаються з комунікаційних каналів й розподільної апаратури. При складанні моделі ліній управління пневмоагрегатів з програмним управлінням приймемо такі припущення:

- впливом зміни температури, а також процесів теплообміну з навколишнім середовищем можна знехтувати;

- тиск повітря на вході в лінію управління постійний і не залежить від витрати робочого середовища;

- процеси течії повітря можуть бути прийняті квазістаціонарними.

Дослідження теорії термодинаміки [3, 5–10] показують, що витрата повітря через складну пневматичну систему, до якої часто можна віднести лінії управління, залежить від багатьох чинників, серед яких важливими є: перепад тиску, а також їх абсолютні значення на вході й виході в лінію управління; витратні характеристики окремих елементів, що входять в лінію управління, а також співвідношення між їх пропускними здатностями. З урахуванням цього, для визначення витрати робочого середовища у двох випадках напряму руху, отримано систему рівнянь (табл. 1).

На основі розглянутої моделі ліній управління знайдено значення витрат, які входять до рівнянь термодинаміки.

Оцінка функціональних можливостей позиційних пневмоагрегатів з точки зору їх динаміки є одною з основних задач. що виникають перед пневмоагрегатів. проектувальником Ця задача вирішена на базі зворотної задачі динамічного розрахунку пневмоагрегата, а саме, за відомими конструктивними параметрами пневмоагрегата й заданому закону руху його вихідної ланки. закон визначається зміни ефективних площ розподільної апаратури.

Аналіз рівнянь термодинаміки для чисельного вирішення показує, що для пневмодвигуна з двома робочими порожнинами, система може бути представлена у вигляді:

$$\dot{p}_{1} = \frac{k}{F_{1}x + V_{10}} \left(f_{1}^{e}K_{G}^{1} - p_{1}F_{1}\dot{x} \right);$$
$$\dot{p}_{2} = \frac{k}{F_{2}\left(S - x\right) + V_{20}} \left(f_{2}^{e}K_{G}^{2} + p_{2}F_{2}\dot{x} \right),$$

Таблиця 1 – Звідна таблиця результатів

N₂	Отримана система рівнянь			
І варіант – робоче середовище поступає з магістралі в порожнину пневмодвигуна	$ \xrightarrow{p_{\rm M}} \xrightarrow{f^{\rm e}} p_{\rm T} \qquad p_{\rm T} \qquad p_{\rm T} \qquad y = \frac{p_{\rm T}}{p_{\rm M}}; y_{\rm S} = \frac{p_{\rm T}}{p_{\rm M}}; y_{\rm T} = \frac{p_{\rm T}}{p_{\rm T}}; \zeta = \frac{0,5\lambda \cdot l_{\rm T}}{D_{\rm T}}; \lambda \approx 0,03. $			
1-й випадок	$y \ge 0,5$, B – будь-який; $y < 0,5$ й $B \ge \sqrt{1-4y^2}$, де $B = \frac{2f^e\sqrt{\varsigma}}{F_T}$;			
	$G = p_{\rm M} f^{\rm e} \sqrt{\frac{2}{RT} y_{\rm s} (1 - y_{\rm s})} , \text{ alg } y_{\rm s} = \left(\sqrt{B^4 + 4y^2 (1 + B^2)} + B^2 \right) / \left[2(1 + B^2) \right].$			
2-й випадок	$y < 0,5$ и $B < \sqrt{1 - 4y^2}$; $G = \frac{1}{2} p_{\rm M} \sqrt{\frac{2}{RT}}$.			
II варіант – робоче середовище поступає з порожнини пневмодвигуна в магістраль	$\stackrel{p_{\pi}}{\underbrace{\qquad}} \qquad \stackrel{p_{3}}{\underbrace{\qquad}} \qquad \stackrel{p_{a}}{\underbrace{\qquad}} \qquad y = \frac{p_{a}}{p_{\pi}}; y_{3} = \frac{p_{a}}{p_{3}}; y_{\pi} = \frac{p_{a}}{p_{\pi}}.$			
1-й випадок	$y \ge 0,5$, <i>B</i> – будь-який; $y < 0,5$ и $B > \sqrt{\frac{1}{y^2} - 4}$;			
	$G = p_{\rm M} f^{\rm e} \sqrt{\frac{2}{RT} y_{\rm s} (1 - y_{\rm s})} , \text{ ge } y_{\rm s} = \frac{y \left(yB^2 + \sqrt{y^2B^4 + 4y^2B^2 + 4} \right)}{2 \left(1 + y^2B^2 \right)}.$			
2-й випадок	$y < 0,5$ и $B < \sqrt{\frac{1}{y^2} - 4}$; $G = \frac{1}{2} p_{\text{M}} y_{\text{3}} f^{\text{e}} \sqrt{\frac{2}{RT}}$, где $y_{\text{3}} = \frac{1}{2} y \sqrt{B^2 + 4}$.			
Примітка: у ₃ , у _т , у – відносний перепад тиску на зосередженому опорі, трубопроводі і лінії управління; р _м , р _т , р _п – абсолютний				
тиск повітря на вході зосередженого опору, трубопроводу і робочої порожнини; p_a – атмосферний тиск; f^e – ефективна				
площа; B – конструктивний параметр лінії управління; ζ – коефіцієнт опору трубопроводу; λ – коефіцієнт тертя повітря в				

тиск повтря на вході зосередженого опору, труоопроводу ї росочої порожнини, p_a – атмосферний тиск, f – ефективна площа; B – конструктивний параметр лінії управління; ζ – коефіцієнт опору трубопроводу; λ – коефіцієнт тертя повітря в трубі; $D_{\rm T}$, $F_{\rm T}$, $l_{\rm T}$ – відповідно внутрішній діаметр, площа прохідного перетину і довжина труби; G – витрати через лінію управління

де S – хід поршня; f_1^e та f_2^e – ефективні площі зосереджених опорів, значення яких змінюються програмним шляхом; K_G^1 та K_G^2 – коефіцієнти, що враховують схему підключення до порожнин пневмодвигуна; V_{10} та V_{20} – шкідливі об'єми робочих порожнин пневмодвигуна; x – координата переміщення вихідної ланки; \dot{x} – швидкість вихідної ланки.

При чисельному методі Ейлера p_1 та p_2 визначаються таким чином:

$$p_{1(i+1)} = p_{1(i)} + \dot{p}_{1(i)}h$$
 to $p_{2(i+1)} = p_{2(i)} + \dot{p}_{2(i)}h$,

де h – середній крок, i = 1, 2, 3, ..., n.

Після підстановки останніх двох умов в рівняння руху, отримано:

$$m\ddot{x} = \left[p_{1(i)} + \frac{k \cdot h \cdot \left(f_1^{e} K_G^1 - p_{1(i)} F_1 \dot{x} \right)}{F_1 x + V_{10}} \right] \cdot F_1 - \left[p_{2(i)} + \frac{k \cdot h \cdot \left(f_2^{e} K_G^2 + p_{2(i)} F_2 \dot{x} \right)}{F_2 \left(S - x \right) + V_{20}} \right] \cdot F_2 - p_a \cdot \left(F_1 - F_2 \right) - F_{on} \cdot F_2 - F_{on} \cdot F_{on} \cdot$$

Отримане рівняння є початковим для вирішення зворотної задачі.

Вигляд рішення залежатиме від того, яка з площ f_1^e або f_2^e визначається за програмою:

1-й випадок: $f_1^e = f_2^e = f^e$, що має місце, наприклад, при симетричному розподільному пристрої:

$$f^{e} = \frac{m\ddot{x} - p_{1(i)}F_{1} + p_{2(i)}F_{2} + p_{a}\cdot(F_{1} - F_{2}) + F_{on}}{\left\{\frac{k \cdot h \cdot F_{1} \cdot K_{G}^{1}}{(F_{1} \cdot x + V_{10})} - \frac{k \cdot h \cdot F_{2} \cdot K_{G}^{2}}{[F_{2} \cdot (S - x) + V_{20}]}\right\}} + \frac{\frac{k \cdot h \cdot p_{1(i)} \cdot \dot{x} \cdot F_{1}^{2}}{(F_{1} \cdot x + V_{10})} + \frac{k \cdot h \cdot p_{2(i)} \cdot \dot{x} \cdot F_{2}^{2}}{[F_{2} \cdot (S - x) + V_{20}]}}{\left\{\frac{k \cdot h \cdot F_{1} \cdot K_{G}^{1}}{(F_{1} \cdot x + V_{10})} - \frac{k \cdot h \cdot F_{2} \cdot K_{G}^{2}}{[F_{2} \cdot (S - x) + V_{20}]}\right\}}.$$

2-й випадок: відомий закон зміни f_2^{e} . Необхідно визначити закон зміни f_1^{e} :

$$f_{1}^{e} = \left\{ m\ddot{x} - p_{1(i)}F_{1} + p_{2(i)}F_{2} + p_{a}\cdot(F_{1} - F_{2}) + F_{on} + \frac{k\cdot h\cdot p_{1(i)}\cdot \dot{x}\cdot F_{1}^{2}}{(F_{1}\cdot x + V_{10})} + \frac{k\cdot h\cdot F_{2}(p_{2(i)}\cdot F_{2}\cdot \dot{x} + f_{2}^{e}\cdot K_{G}^{2})}{\left[F_{2}\cdot(S-x) + V_{20}\right]} \right\} \cdot \frac{(F_{1}\cdot x + V_{10})}{(k\cdot h\cdot K_{G}^{1}\cdot F_{1})}.$$

3-й випадок: відомий закон зміни f_1^{e} . Необхідно визначити f_2^{e} :

$$\begin{split} f_{2}^{\text{e}} &= \left\{ -m\ddot{x} + p_{1(i)}F_{1} + p_{2(i)}F_{2} - p_{\text{a}}\cdot\left(F_{1} - F_{2}\right) - F_{\text{on}} + \right. \\ &+ \frac{k\cdot h\cdot F_{1}\cdot\left(K_{G}^{1}\cdot f_{1}^{\text{e}} - p_{1(i)}\cdot\dot{x}\cdot F_{1}\right)}{\left(F_{1}\cdot x + V_{10}\right)} - \\ &- \frac{k\cdot h\cdot p_{2(i)}\cdot F_{2}\cdot\dot{x}}{\left[F_{2}\cdot\left(S-x\right) + V_{20}\right]} \right\} \cdot \frac{\left(F_{2}\cdot\left(S-x\right) + V_{20}\right)}{\left(k\cdot h\cdot K_{G}^{2}\cdot F_{2}\right)}. \end{split}$$

При використанні гальмівного пристрою з програмним управлінням зворотня задача полягає у визначенні закону зміни $F_{\rm on}$, який забезпечує задані технічні характеристики агрегату, а саме:

$$F_{\text{on}} = \left[\frac{p_{1(i)} + k \cdot h \cdot \left(K_{G}^{1} \cdot f_{1}^{e} - p_{1(i)} \cdot \dot{x} \cdot F_{1}\right)}{\left(F_{1} \cdot x + V_{10}\right)}\right] \cdot F_{1} - \left[\frac{p_{2(i)} + k \cdot h \cdot \left(f_{2}^{e} \cdot K_{G}^{2} + p_{2(i)} \cdot F_{2} \cdot \dot{x}\right)}{\left(F_{2} \cdot (S - x) + V_{20}\right)}\right] \cdot F_{2} - -p_{a} \cdot \left(F_{1} - F_{2}\right) - m\ddot{x}.$$

Аналіз законів руху вихідної ланки позиційного пневмоагрегата для забезпечення заданих технічних характеристик. Виділяються дві різних технологічних задачі, які вирішуються пневмоагрегатами з програмним управлінням. Одна полягає в переміщенні робочого органу об'єкта механізації з однієї точки простору в іншу за довільним законом – це транспортна задача. Як правило, жорсткі вимоги при вирішенні такої задачі пред'являються лише до точності позиціювання. Друга – більш складна задача. Вона полягає у відпрацюванні вихідною ланкою пневмоагрегата обумовленого вимогами заданого закону руху, технологічного процесу.

Якщо при вирішенні транспортної задачі проектувальник системи пневмоагрегатів має право сам вибирати закон руху вихідної ланки, то в другому випадку закон руху вже визначено вимогами технологічного процесу. Проте, як показав огляд і аналіз позиційних пневмоагрегатів [11-18],регулювання параметрів руху їх вихідної ланки здійснюється в невеликій області, званої зоною Такий підхід обумовлювався позиціонування. обмеженими можливостями системи управління. В даний час, з появою моделей систем управління, що дозволяють реалізувати складні закони управління, з'явилася можливість регулювати параметри руху позиційного пневмоагрегата протягом всього періоду його руху. Це дозволяє поліпшити динаміку пневмоагрегата за рахунок збільшення плавності зміни швидкості. Для пневмоагрегатів це особливо важливо, тому що їх робочим середовищем є повітря, що володіє високою стисливістю.

Основна перевага другого підходу перед першим полягає в тому, що при наближенні вихідної ланки агрегату до зони позиціонування параметри його руху виявляються в обумовленому проектувальниками діапазоні, і, таким чином, краще піддаються регулюванню. При цьому підвищується точність позиціонування і знижується небезпека виникнення автоколивань.

Параметрами pyxy вихідної ланки пневмоагрегата є значення переміщення і похідних від нього за часом – швидкості, прискорення тощо. задані Очевидно, що всі вони залежністю переміщення від часу – функцією позиціювання. Враховуючи, що позиційний пневмоагрегат вирішує транспортну задачу переміщення робочого органу об'єкту механізації з однієї точки в іншу, ця функція повинна відповідати наступним основним вимогам:

- вимога нерозривності значень основних параметрів руху – переміщення, швидкості, прискорення;

- вимога стійкості розгону й гальмування, що полягає в рівності нулю значень швидкості й прискорення в початковий та кінцевий моменти руху;

- вимога мінімальності перевантажень, що полягає в забезпеченні мінімальності значень прискорення протягом всього періоду руху пневмоагрегата;

- вимога найбільшої продуктивності, що полягає в забезпеченні мінімальності часу руху.

Вказаним вище вимогам відповідає функція позиціювання, що описується для семи інтервалів руху. Кожен інтервал описується двома значеннями параметрів руху, відповідних початку періоду руху і всьому періоду руху.

Так період руху описується наступними залежностями:

- на нульовому інтервалі (початок розгону) – в початковий момент часу (T = t) функція позиціонування U дорівнює нулю, прискорення (UT) і швидкість $(UT^2/2)$ теж дорівнюють нулю, а переміщення $(UT^{3}/6)$ відповідає значенню x_0 ;

- на першому інтервалі (розгін) – при початкових

умовах
$$t_1 = \frac{\ddot{x}_{\text{max}}}{U}$$
, $x_1 = x_0 + \frac{\ddot{x}_{\text{max}}^3}{6 \cdot U^2}$, $\dot{x}_1 = \frac{\ddot{x}_{\text{max}}^2}{2 \cdot U}$, $\ddot{x}_1 = \ddot{x}_{\text{max}}$,

отримаємо наступні значення для першого періоду руху: час – $T = t - t_1$,

переміщення
$$-\frac{\ddot{x}_{\max}^2}{2 \cdot U} \cdot T + \frac{\ddot{x}_{\max}^2}{2} \cdot T^2 + x_1$$
,
швидкість $-\frac{\ddot{x}_{\max}^2}{2 \cdot U} + \ddot{x}_{\max} \cdot T$,

прискорення – \ddot{x}_{max} ;

- на другому інтервалі (закінчення розгону) – при

початкових умовах
$$t_2 = \frac{x_{\text{max}}}{\ddot{x}_{\text{max}}}, x_2 = \frac{x_{\text{max}}}{2} \cdot \left(\frac{x_{\text{max}}}{\ddot{x}_{\text{max}}} - \frac{x}{U}\right) + x_1$$

 $\dot{x}_2 = \dot{x}_{\max} - \frac{x_{\max}^2}{2 \cdot U}, \quad \ddot{x}_2 = \ddot{x}_{\max}, \text{ отримаємо наступні$ $значення для другого періоду руху: час – <math>T = t - t_2,$

переміщення – $\dot{x} \cdot T + \frac{\ddot{x}_{\text{max}} \cdot T^2}{2} - \frac{U \cdot T^3}{6} + x_2$,

швидкість –
$$\dot{x}_2 + \ddot{x}_{max} \cdot T - \frac{U \cdot T^2}{2}$$
,

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 прискорення – $\ddot{x}_{\max} - U \cdot T$;

- третій інтервал (робочий рух із заданою постійною швидкістю) – при початкових умовах $t_3 = t_1 + t_2, \ x_3 = \frac{\dot{x}_{\max} \cdot \ddot{x}_{\max}}{U} - \frac{\ddot{x}_{\max}^3}{6 \cdot U^2} + x_2, \ \dot{x}_3 = \dot{x}_{\max}, \ \ddot{x}_3 = 0,$

отримаємо наступні значення для третього періоду руху: час $-T = t - t_3$,

переміщення – $\dot{x}_{\text{max}} \cdot T + x_3$,

швидкість – \dot{x}_{max} ,

прискорення дорівнює нулю;

четвертий інтервал (початок гальмування) – при

початкових умовах
$$t_4 = \frac{x_K - x_0}{\dot{x}_{\max}}$$
, $\dot{x}_4 = \dot{x}_{\max}$, $\ddot{x}_4 = 0$,

$$x_4 = x_K - \frac{\dot{x}_{\max}}{2} \cdot \left(\frac{x_{\max}}{U} + \frac{\dot{x}_{\max}}{\ddot{x}_{\max}} \right),$$
 отримаємо наступні

значення для четвертого періоду руху: час $-T = t - t_4$,

переміщення –
$$\dot{x}_{max} \cdot T - \frac{U \cdot T^3}{6} + x_4$$
,
Швидкість – $\dot{x}_{max} - \frac{U \cdot T^2}{2}$,
прискорення – (– *U*·*T*):

- п'ятий інтервал (гальмування) – при початкових

умовах
$$t_5 = t_4 + t_1$$
, $x_5 = x_K - \left[\frac{\dot{x}_{max}}{2} \cdot \left(\frac{\dot{x}_{max}}{\ddot{x}_{max}} - \frac{\ddot{x}_{max}}{U}\right) + \frac{\ddot{x}_{max}^3}{6 \cdot U^2}\right]$,

 $\dot{x}_5 = \dot{x}_2$, $\ddot{x}_5 = -\ddot{x}_{max}$, отримаємо наступні значення для п'ятого періоду руху: час $T = t - t_5$,

переміщення –
$$\dot{x}_5 \cdot T - \frac{\ddot{x}_{max} \cdot T^2}{2} + x_5$$
,
швидкість – $\dot{x}_5 - \ddot{x}_{max} \cdot T$,
прискорення – ($-\ddot{x}_{max}$);
- шостий інтервал (закінчення гальмування) –

шос

при початкових умовах $t_6 = t_5 + t_2 - t_1$, $x_6 = x_K - \frac{\ddot{x}_{\max}^3}{6 \cdot U^2}$, $\dot{x}_6 = \dot{x}_1$, $\ddot{x}_6 = -\ddot{x}_{\max}$, отримаємо наступні значення для

гого періоду руху: час
$$T = t - t_6$$
,
переміщення $-\frac{U \cdot T^3}{6} - \frac{\ddot{x}_{max} \cdot T^2}{2} + \dot{x}_1 \cdot T + x_6$,
швидкість $-\frac{U \cdot T^2}{2} - \ddot{x}_{max} \cdot T + \dot{x}_1$,
прискорення $-(-\ddot{x}_{max} + U \cdot T)$;

- сьомий інтервал (стоп) – значення параметрів руху приймають вигляд: час $t_7 = t_5 + t_2$, переміщення $x_7 = x_K$, швидкість $\dot{x}_7 = 0$, прискорення $\ddot{x}_7 = 0$.

У зазначених вище виразах прийнято $x, \dot{x}, \ddot{x} = 0$ – поточні значення переміщення, швидкості і прискорення; t, T – відповідно поточний час для всього періоду і для розглянутого інтервалу руху; U – постійна величина, відповідна швидкості зміни прискорення; x_0, x_K – початкова і кінцева координати; змінні з числовими індексами є початковими значеннями параметрів руху для даного інтервалу; змінні з індексом «max» відповідають максимально можливим параметрам руху.

Для вирішення даної задачі розроблено програму в обчислювальній системі МАТLAB (trial version) й побудовано графіки зміни основних параметрів руху для двох функцій позиціювання [19], що мають загальні початкову і кінцеву координати переміщення $x_0 = 0,1$ й $x_K = 0,4$ м, але відрізняються максимальними значеннями параметрів руху.

Для кривої 1 – $\dot{x}_{max} = 0,533 \text{ м/c};$ $\ddot{x}_{max} = 6 \text{ м/c}^2;$ $U = 135 \text{ м/c}^3;$ для кривої 2 – $\dot{x}_{max} = 1,065 \text{ м/c};$ $\ddot{x}_{max} = 8 \text{ м/c}^2;$ $U = 120 \text{ м/c}^3$ (рис. 3).



Рис. 3. Графіки зміни основних параметрів руху для двох функцій позиціювання, що мають загальні початкову і кінцеву координати переміщення: *a* – переміщення; *б* – швидкість; *в* – прискорення

Розглянута функція позиціювання забезпечує плавний розгін вихідної ланки пневмоагрегата, потім його рух із постійною швидкістю і плавне гальмування із зупинкою в точці позиціювання.

Ця функція являє собою один з можливих варіантів опису заданого закону руху вихідної ланки агрегату, в даному випадку позиційного агрегату.

Іншим варіантом завдання закону руху може служити циклоїдальний закон [20, 21], який також відповідає основним вимогам, що пред'являються до функції позиціонування, теж забезпечує нерозривність основних параметрів руху – переміщення, швидкості і прискорення, рівність нулю значень швидкості і прискорення в початковий і кінцевий моменти руху. Важливою перевагою циклоїдального закону є також компактність і простота математичного опису.

Однак його істотним недоліком є відсутність ділянок рівноприскореного і рівномірного руху, що ускладнює забезпечення виконання вимог по мінімальності перевантажень і максимальної продуктивності, тобто даний закон руху буде не ефективний для довгоходових пневмоагрегатів з великими інерційними навантаженнями. Однак для невеликих ходів його застосування може виявитися досить раціональним.

Функція позиціювання, що описується математичними залежностями на семи інтервалах, визначається п'ятьма параметрами, два з яких жорстко задані, це x_0 й $x_{\rm K}$ – початкова і кінцева координати переміщення вихідної ланки виконавчого механізму, а три $\dot{x}_{\rm max}$, $\ddot{x}_{\rm max}$ й U – швидкість постійного руху, максимальне прискорення й значення швидкості зміни прискорення обираються проектувальником.

При виборі \dot{x}_{max} , \ddot{x}_{max} і U можна скористатися критеріями програмної керованості [2, 19]. При цьому слід мати на увазі, що варіювати значеннями сталої швидкості, як правило, не представляється можливим, визначається тому що остання вимогами технологічного процесу. Тому залишається два варійованих параметра \ddot{x}_{max} і U. Задача їх знаходження є задачею оптимізації за критеріями програмної керованості. З огляду на те, що розробник систем пневмоагрегатів може досить просто варіювати ефективної площею лінії нагнітання f_1^e , яка також істотно впливає на виконання умов програмної керованості, то виявилося доцільним пошук \ddot{x}_{\max} і U проводити спільно з пошуком f_1^e .

Таким чином, при коректному виборі закону руху за допомогою даної функції позиціонування необхідно вирішити задачу оптимізації для знаходження трьох параметрів.

Ця задача може бути вирішена методом градієнтного спуску [22]. При цьому на зазначені параметри накладаються такі обмеження:

$$f_1^{\,\circ} < f_1^{\,\circ\,\max},$$
 (1)

де $f_1^{3 \max}$ – максимально можлива ефективна площа лінії нагнітання, що визначається конструктивними характеристиками розподільної апаратури і лінії управління порожнини нагнітання.

З вищенаведеного випливає, що для нормального виконання розгону повинна виконуватися умова $\dot{r}^2 - \ddot{r}^2 = \ddot{r}^2$

$$\dot{x}_2 < \dot{x}_1$$
, або $\frac{x_{\max} - x_{\max}}{2 \cdot U} \ge \frac{x_{\max}}{2 \cdot U}$, звідки маємо:
 $U \ge \frac{\ddot{x}_{\max}^2}{\dot{x}_{\max}^2}.$ (2)

Крім того, для існування ділянки рівномірного руху з постійною швидкістю \dot{x}_{max} повинна виконуватися умова $x_4 > x_3$. Підставляючи в цю нерівність значення x_3 і x_4 , після нескладних перетворень одержуємо:

$$x_{K} - x_{0} \ge \dot{x}_{\max} \cdot \left(\frac{\dot{x}_{\max}}{\ddot{x}_{\max}} + \frac{\ddot{x}_{\max}}{U}\right).$$
(3)

Використовуючи правила перетворення нерівностей, отримуємо:

$$U \ge \frac{\dot{x}_{\max} \cdot \ddot{x}_{\max}^{2}}{(x_{K} - x_{0}) \cdot \ddot{x}_{\max} - \dot{x}_{\max}^{2}} \operatorname{при}(x_{K} - x_{0}) \cdot \ddot{x}_{\max} > \dot{x}_{\max}^{2};$$

$$U \le \frac{\dot{x}_{\max} \cdot \ddot{x}_{\max}^{2}}{-(x_{K} - x_{0}) \cdot \ddot{x}_{\max} + \dot{x}_{\max}^{2}}$$

$$(4)$$

$$\Pi \operatorname{pu}(x_{K} - x_{0}) \cdot \ddot{x}_{\max} \le \dot{x}_{\max}^{2}.$$

З огляду на можливість перетину умов (2) і (4), необхідно провести їх порівняння.

Порівняння (2) і (4) дає, що

$$\frac{\ddot{x}_{\max}^{2}}{\dot{x}_{\max}} < \frac{\dot{x}_{\max} \cdot \ddot{x}_{\max}^{2}}{(x_{K} - x_{0}) \cdot \ddot{x}_{\max} - \dot{x}_{\max}^{2}}$$

$$\Pi p \mu \frac{\dot{x}_{\max}^{2}}{x_{K} - x_{0}} < \ddot{x}_{\max} \le 2 \cdot \frac{\dot{x}_{\max}^{2}}{x_{K} - x_{0}}; \qquad (5)$$

$$\frac{\ddot{x}_{\max}^{2}}{\dot{x}_{\max}} > \frac{\dot{x}_{\max} \cdot \ddot{x}_{\max}^{2}}{(x_{K} - x_{0}) \cdot \ddot{x}_{\max} - \dot{x}_{\max}^{2}} \Pi p \mu \ \ddot{x}_{\max} > 2 \cdot \frac{\dot{x}_{\max}^{2}}{x_{K} - x_{0}}.$$

При порівнянні (2) і (4) отримуємо:

$$\frac{\ddot{x}_{\max}^{2}}{\dot{x}_{\max}} \le U \le \frac{\dot{x}_{\max} \cdot \ddot{x}_{\max}^{2}}{\dot{x}_{\max} - (x_{K} - x_{0}) \cdot \ddot{x}_{\max}}.$$
(6)

Об'єднуючи (2), (4), (6), отримуємо наступну систему обмежень, що накладаються на варійовані параметри:

$$\frac{\ddot{x}_{\max}^2}{\dot{x}_{\max}} \le U \le \frac{\dot{x}_{\max} \cdot \ddot{x}_{\max}^2}{\dot{x}_{\max} - (x_K - x_0) \cdot \ddot{x}_{\max}}$$
при $0 \le \ddot{x}_{\max} \le \frac{\dot{x}_{\max}^2}{x_K - x_0};$ $\dot{x}_{\max} \cdot \ddot{x}_{\max}^2$.

$$U \ge \frac{x_{\max} \cdot x_{\max}}{(x_K - x_0) \cdot \ddot{x}_{\max} - \dot{x}_{\max}^2}$$
(7)
$$\dot{x}^2 \qquad \dot{x}^2$$

при
$$\frac{y_{\text{max}}}{x_K - x_0} < \ddot{x}_{\text{max}} \le 2 \cdot \frac{y_{\text{max}}}{x_K - x_0};$$

 $U > \frac{\ddot{x}_{\text{max}}^2}{\dot{x}_{\text{max}}}$ при $\ddot{x}_{\text{max}} > 2 \cdot \frac{\dot{x}_{\text{max}}^2}{x_K - x_0}.$

Отже, для вибору закону руху необхідно вирішити задачу оптимізації при трьох шуканих варійованих параметрах f_1^e , \ddot{x}_{max} і U з системою обмежень (1) і (7) за критеріями програмної керованості.

Для вирішення даної задачи була розроблена програма, написана на мові М-код для програми MATLAB (trial version). В процесі пошуку рішення за допомогою цієї програми було встановлено, що в точках розриву швидкості зміни прискорення – їх, є скачки цільової функції, що утрудняють пошук рішення. Тому було прийнято рішення змінити вид функції позиціонування таким чином, щоб усунути точки розриву функції, яка описує зміну ї (див. рис. 4). На рисунку кривою 1 показані старі значення параметрів руху, обчислені на підставі формул, описаних вище для семи інтервалів руху, кривою 2 показані нові значення параметрів руху. Тепер уже функція позиціонування описується не на семи інтервалах руху, а на одинадцяти. На графіку (рис. 4) видно, що скоригована функція позиціонування в порівнянні з початковою забезпечує плавну зміну прискорення – *х*, усуваючи злами (крива 2).

У випадках, коли не потрібно високої точності завдання закону руху, можна в якості функції позиціонування скористатися еталонною моделлю, яка для п'яти інтервалів руху записується в такий спосіб:

$$\begin{split} \dot{x}_{e} &= k_{1} \cdot (x_{e} - x_{0}) \text{ при } x_{0} < x \leq x_{1}; \\ \dot{x}_{e} &= \dot{x}_{y} - k_{2} \cdot (x_{1} - x_{e})^{n} \text{ при } x_{1} < x \leq x_{1}; \\ \dot{x}_{e} &= \dot{x}_{y} \text{ при } x_{1} < x \leq x_{\Pi}; \\ \dot{x}_{e} &= \dot{x}_{y} - k_{2} \cdot (x_{e} - x_{\Pi})^{n} \text{ при } x_{\Pi} < x \leq x_{2}; \\ \dot{x}_{e} &= k_{1} \cdot (x_{K} - x_{e}) \text{ при } x_{2} < x \leq x_{K}, \end{split}$$

де x_e , \dot{x}_e – значення еталонної координати і швидкості; x_1 і x_2 – координати кінця розгону і початку гальмування; x_I і x_{II} – координати початку і кінця усталеного руху; \dot{x}_y – швидкість усталеного руху.

Інтегрування \dot{x}_{e} дозволяє визначити x_{e} , а диференціювання — \ddot{x}_{e} . З врахуванням того, що $\ddot{x}_{e} = \frac{\partial x_{e}}{\partial t}$, отримуємо:

$$\begin{split} \ddot{x}_{e} &= k_{1}^{2} \cdot (x_{e} - x_{0}) \text{ при } x_{0} < x \leq x_{1}; \\ \ddot{x}_{e} &= x_{y} \cdot k_{2} \cdot n \cdot (x_{I} - x_{e})^{n-1} - k_{2} \cdot n \cdot (x_{I} - x_{e})^{2n-1} \\ \text{при } x_{1} < x \leq x_{I}; \\ \ddot{x}_{e} &= 0 \text{ при } x_{I} < x \leq x_{II}; \\ \ddot{x}_{e} &= k_{2}^{2} \cdot n \cdot (x_{e} - x_{II})^{2n-1} - \dot{x}_{y} \cdot k_{2} \cdot n \cdot (x_{e} - x_{II})^{n-1} \end{split}$$



Рис. 4. Графік зміни основних параметрів руху для двох функцій позиціонування:

1 – заданої на семи інтервалах руху; 2 – на одинадцяти; а - швидкість постійного руху; б - максимальне прискорення; в - швидкость зміни прискорення

Висновки. Розроблено математичну модель роботи системи позиційних пневмоагрегатів з програмованими електронними блоками управління, що дозволяє враховувати особливості системи пневмоагрегатів, й включає математичні моделі виконавчого механізму, модель ліній управління й модель системи управління з врахуванням реального масштабу часу.

В результаті досліджень розроблено методику оцінки функціональних можливостей пневмоагрегата, з точки зору його динаміки, що дозволяє оцінити в якій мірі даний пневмоагрегат може забезпечити виконання потрібних за технологічним процесом характеристик, таких ак. швидкодія, вантажопідйомність, точність відпрацювання задаючого сигналу та ін. Ця задача була вирішена на задачі динамічного розрахунку базі зворотної пневмоагрегата, яка полягала В знаходженні конструктивних параметрів за заданими технічними характеристиками, для цього була визначена функція позиціювання, що описується для семи та одинадцяти інтервалів руху.

На підставі функції позиціювання отримано закони позиційного руху вихідної ланки пневмоагрегата, що дозволяє забезпечити задані технічні характеристики, та забезпечує плавний розгін вихідної ланки пневмоагрегата, потім його рух із постійною швидкістю та плавне гальмування із зупинкою в точці позиціювання. Для використання отриманих результатів при проектуванні розроблена програма в середовищі MATLAB (trial version).

Список литературы

- Sokol Ye., Cherkashenko M. Syntesis of control schemes of drives 1. system. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
- 2. Черкашенко М. В., Сериков А. Д., Салыга Т. С., Фатеев А. Н., Фатеева Н. Н., Радченко Л. Р. Позиционные гидропневмоагрегаты. Харьков: HTV «ХПИ», 2015. 115 с. Baehr H. D., Kabelac S. Thermodynamik. Grundlagen
- 3. und technische Anwendungen. Berlin: Springer Vieweg, 2016. 672 p.
- 4 Фатесва Н. М., Фатесв О. М. До питання линамічного розрахунку пневмоциліндрів з двостороннім управлінням. Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»: зб. наук. пр. Темат. вип.: Математичне моделювання в техніці та технологіях. Харків: НТУ «ХПІ». 2011. № 13. С. 171–176.
- Лур'є З. Я., Гасюк О. І. Динаміка об'ємних гідропневмосистем загальнопромислового призначення. Харків: НТУ «ХПІ», 2008. 112 c.
- FESTO. Пневмоавтоматика. FESTO Didactic, 2005. 145 с. 6
- Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. Житомир: ЖІТІ, 2001. 612 с.
- Rakova E., Hepke J., Weber J. Comparison of Methods for the Investigation on the Energetic Behaviour of Pneumatic Drives. Proc. of the 9th International Fluid Power Conference. Modern Fluid Power - Challenges, Responsibilities, Markets. Vol. 1. Aachen, 2014 P 116-127
- Cai M., Kawashima K., Kagawa T. Power Assessment of Flowing Compressed Air. Journal of Fluids Engineering. 2006. Vol. 128, issue 2. P. 402-405.
- 10. Watton J. Fundamentals of Fluid Power Control. Cambridge: Cambridge University Press, 2009. 510 p.
- Бурєнніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Вінниця: ВНТУ, 2013. 273 с.
- 12. Пашков Є. В., Осинський Ю. О. Промислові механотронні системи на основі пневмоприводу. Севастополь: СевНТУ, 2007. 394 c.
- 13. Lantela T., Kostamo J., Kajaste J., Pietola M. Analysis of the performance of fast acting miniature solenoid actuator for digital valves. Proc. of the 9th International Fluid Power Conference. Modern Fluid Power - Challenges, Responsibilities, Markets. Vol. 1. Aachen, 2014. P. 278–291.
- 14. Linjama M., Vilenius M. Improved Digital Hydraulic Tracking Control of Water Hydraulic Cylinder Drive. International Journal of Fluid Power. 2005. Vol. 6, no. 1. P. 29-39.
- 15. Нестеренко В. П. Гідравліка, гідро- і пневмоприводи. Рівне: НУВГП, 2012. 331 с.
- 16. Heikkilä M., Linjama M. Displacement Control of a Mobile Crane Using a Digital Hydraulic Power Management System. Mechatronics - The Science of Intelligent Machines. 2013. Vol. 23, issue 4. P. 452-461.
- 17. Siivonen L., Linjama M., Huova M., Vilenius M. Jammed On/Off Valve Fault Compensation with Distributed Digital Valve System. International Journal of Fluid Power. 2009. Vol. 10, no. 2. P. 73-82.

- Winkler B. A Hydraulic Micro-Positioning System for Industrial Mill Centers. Proc. of the Mechatronics. Linz, 2012.
- 19. Фатєєв О. М. Підвищення технічного рівня гідропневмоагрегатів за рахунок синтезу раціональних схем: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17. Харків, 2012. 165 с.
- Cycloidal Motion. URL: https://nolte-nc-kurventechnik.homepage. t-online.de/en/motion-laws.html#GeneigteSinuslinie (дата звернення: 04.11.2019).
- 21. Examples of Cycloidal Motion in Physics. URL: https://phys.libretexts.org/Bookshelves/Classical_Mechanics/Book% 3A_Classical_Mechanics_(Tatum)/19%3A_The_Cycloid/19.10%3A _Examples_of_Cycloidal_Motion_in_Physics (дата звернення: 07.11.2019).
- 22. Gradient Descent: All You Need to Know. URL: https://hackernoon.com/gradient-descent-aynk-7cbe95a778da (дата звернення: 04.11.2019).

References (transliterated)

- Sokol Ye., Cherkashenko M. Syntesis of control schemes of drives system. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
- Cherkashenko M. V., Serikov A. D., Salyga T. S., Fateev A. N., Fateeva N. N., Radchenko L. R. *Pozitsionnye gidropnevmoagregaty* [Positional hydropneumatic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015. 115 p.
- Baehr H. D., Kabelac S. Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen. Berlin, Springer Vieweg Publ., 2016. 672 p.
- 4. Fatyeyeva N. M., Fatyeyev O. M. Do pytannya dynamichnoho rozrakhunku pnevmotsylindriv z dvostoronnim upravlinnyam [To the question of dynamic calculation of pneumatic cylinders with two-way control]. Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI": zb. nauk. pr. Temat. vyp.: Matematychne modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Mathematical modeling in engineering and technology]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2011, no. 13, pp. 171–176.
- Lur"ye Z. Ya., Hasyuk O. I. Dynamika ob"yemnykh hidropnevmosystem zahal'nopromyslovoho pryznachennya [Dynamics of volumetric hydropneumatic systems of general industrial purpose]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2008. 112 p.
- FESTO. Pnevmoavtomatika [FESTO. Pneumatic automation]. FESTO Didactic Publ., 2005. 145 p.
- Strutyns'kyy V. B. Matematychne modelyuvannya protsesiv ta system mekhaniky [Mathematical modeling of processes and systems of mechanics]. Zhytomyr, ZhITI Publ., 2001. 612 p.
- Rakova E., Hepke J., Weber J. Comparison of Methods for the Investigation on the Energetic Behaviour of Pneumatic Drives. Proc. of the 9th International Fluid Power Conference. Modern Fluid Power – Challenges, Responsibilities, Markets. Vol. 1. Aachen, 2014, pp. 116–127.

- Cai M., Kawashima K., Kagawa T. Power Assessment of Flowing Compressed Air. *Journal of Fluids Engineering*. 2006, vol. 128, issue 2, pp. 402–405.
- Watton J. Fundamentals of Fluid Power Control. Cambridge, Cambridge University Press Publ., 2009. 510 p.
- Buryennikov Yu. A., Nemyrovs'kyy I. A., Kozlov L. H. *Hidravlika*, *hidro- ta pnevmopryvody* [Hydraulics, hydraulic and pneumatic actuators]. Vinnitsa, VNTU Publ., 2013. 273 p.
- Pashkov Ye. V., Osyns'kyy Yu. O. Promyslovi mekhanotronni systemy na osnovi pnevmopryvodu [Industrial mechanotronic systems based on pneumatic actuator]. Sevastopol, SevNTU Publ., 2007. 394 p.
- Lantela T., Kostamo J., Kajaste J., Pietola M. Analysis of the performance of fast acting miniature solenoid actuator for digital valves. Proc. of the 9th International Fluid Power Conference. Modern Fluid Power – Challenges, Responsibilities, Markets. Vol. 1. Aachen, 2014, pp. 278–291.
- Linjama M., Vilenius M. Improved Digital Hydraulic Tracking Control of Water Hydraulic Cylinder Drive. *International Journal of Fluid Power*. 2005, vol. 6, no. 1, pp. 29–39.
- Nesterenko V. P. *Hidravlika, hidro- i pnevmopryvody* [Hydraulics, hydraulic and pneumatic actuators]. Rivne, NUVHP Publ., 2012. 331 p.
- Heikkilä M., Linjama M. Displacement Control of a Mobile Crane Using a Digital Hydraulic Power Management System. *Mechatronics – The Science of Intelligent Machines*. 2013, vol. 23, issue 4, pp. 452–461.
- Siivonen L., Linjama M., Huova M., Vilenius M. Jammed On/Off Valve Fault Compensation with Distributed Digital Valve System. *International Journal of Fluid Power*. 2009, vol. 10, no. 2, pp. 73–82.
- Winkler B. A Hydraulic Micro-Positioning System for Industrial Mill Centers. Proc. of the Mechatronics. Linz, 2012.
- Fatyeyev O. M. Pidvyshchennya tekhnichnoho rivnya hidropnevmoahrehativ za rakhunok syntezu ratsional'nykh skhem: dys. ... kand. tekhn. nauk: 05.05.17 [Increase of a technological level of hydropneumatic units at the expense of synthesis of rational schemes. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Kharkiv, 2012. 165 p.
- Cycloidal Motion. Available at: https://nolte-nckurventechnik.homepage.t-online.de/en/motion-laws.html#Geneigte Sinuslinie (accessed 04.11.2019).
- Examples of Cycloidal Motion in Physics. Available at: https://phys.libretexts.org/Bookshelves/Classical_Mechanics/Book%3 A_Classical_Mechanics_(Tatum)/19%3A_The_Cycloid/19.10%3A_E xamples_of_Cycloidal_Motion_in_Physics (accessed 07.11.2019).
- Gradient Descent: All You Need to Know. Available at: https://hackernoon.com/gradient-descent-aynk-7cbe95a778da (accessed 04.11.2019).

Надійшла (received) 14.11.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Фатєєв Олександр Миколайович (Фатеев Александр Николаевич, Fatyeyev Aleksandr) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-9212-4507; e-mail: fatyan1@ukr.net

Фатєєва Надія Миколаївна (**Фатеева Надежда Николаевна, Fatieieva Nadezhda**) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-6955-5301; e-mail: nadin_yak@ukr.net

Шевченко Наталія Григорівна (Шевченко Наталья Григорьевна, Shevchenko Nataliya) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-6877-7428; e-mail: shevng@ukr.net
УДК 621.224

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.13

К. А. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО, В. К. МИРОНОВ

СFD ПІДХІД ДЛЯ АНАЛІЗУ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКУ ВИСОКОНАПІРНОЇ РАДІАЛЬНО-Осьової гідротурбіни

З ростом обчислювальної механіки віртуальні гідравлічні машини стають все більш реалістичними, дають можливість визначити незначні деталі потоку, що в свою чергу неможливо отримати при тестуванні моделей. В данній роботі проведено 3D турбулентний аналіз реального потоку в радіально-осьовій гідравлічній турбіні при трьох відкриттях направляючого апарату та різній швидкості обертання за допомогою програмного забезпечення для обчислювальної динаміки рідин (CFD) Ansys CFX. Обчислюються для отримання характеристик потоку середні значення параметрів потоку, такі як швидкість і кути потоку на вході і на виході з робочого колеса, направляючого апарату і статору. Для поліпшення енергетичних показників на попередньому етапі проектування гідротурбіни проводиться чисельне моделювання потоку. Даний підхід CFD знижує витрати і час в порівнянні з експериментальними підходом і дає можливість удосконалити і аналізувати показники турбіни і її конструкцію до моменту виготовлення моделі. Розрахунковий комплекс програм надає можливість побачити картину розподілу тиску, поле векторів швидкості і руху частинок рідини для обгрунтування та аналізу результатів. Наведені результати розрахункового дослідження підтверджують, що гідравлічний коефіцієнт корисної дії гідравлічної турбіни в значній мірі залежить від втрат в напрямному апараті і робочому колесі і означає, що саме цим елементам варто приділяти найбільші увагу, їх конструкції та узгодженню потоку в них. Отримані розрахункові дані відповідають відомим раніше експериментальним рекомендаціям для високонапірної радіальноосьової гідротурбіни.

Ключові слова: робоче колесо, спіральна камера, напрямний апарат, відсмоктуюча труба, статор, CFD, проточна частина, радіальноосьова гідротурбіна, характеристика потоку.

К. А. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО, В. К. МИРОНОВ СFD ПОДХОД ДЛЯ АНАЛИЗА ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКА ВЫСОКОНАПОРНОЙ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

С ростом вычислительной механики виртуальные гидравлические машины становятся все более реалистичными, дают возможность определить незначительные детали потока, что в свою очередь невозможно получить при тестировании моделей. В данной работе проведено 3D турбулентный анализ реального потока в радиально-осевой гидравлической турбине при трех открытиях направляющего аппарата и разной скорости вращения с помощью программного обеспечения для вычислительной динамики жидкостей (CFD) Ansys CFX. Вычисляются для получения характеристик потока средние значения параметров потока, такие как скорость и углы потока на входе и на выходе из рабочего колеса, направляющего аппарата и статора. Для улучшения энергетических показателей на предыдущем этапе проектирования гидротурбины проводится численное моделирование потока. Данный подход CFD снижает затраты и время по сравнению с экспериментальным подходом и дает возможность усовершенствовать и анализировать показатели турбины и ее конструкцию до момента изготовления модели. Расчетный комплекс программ позволяет увидеть картину распределения давления, поле векторов скорости и движения частиц жидкости для обоснования и анализа результатов. Приведенные результаты расчетного исследования подтверждают, что издвижения части киТЦД гидравлической турбины в значительной степени зависит от потерь в направляющем потока в них. Полученые расчетные данные соответствуют известным ранее экспериментальным рекомендациям для высоконапорной радиально-осевой гидротурбины.

Ключевые слова: рабочее колесо, спиральная камера, направляющий аппарат, отсасывающая труба, статор, CFD, проточная часть, радиально-осевая гидротурбина, характеристика потока.

K. MIRONOV, YU. OLEKSENKO, V. MIRONOV CFD APPROACH TO ANALYSIS OF THE FLOW CHARACTERISTICS OF A HIGH-PRESSURE FRANCIS TURBINE

With the growth of computational mechanics, the virtual hydraulic machines are becoming more and more realistic to get minor details of the flow, which are not possible in model testing. In present work, 3D turbulent real flow analyses in hydraulic Francis turbine have been carried out at three guide vane opening and different rotation speed using Ansys CFX computational fluid dynamics (CFD) software. The average values of flow parameters like velocities and flow angles at the inlet and outlet of runner, guide vane and stay vane of turbine are computed to derive flow characteristics. To improve the energy performance at the preliminary design stage of the turbine, numerical flow simulations should be carried out. This CFD approach reduces costs and time in comparison with the experimental approach and makes it possible to improve and analyze turbine performance and its design before the model is manufactured. The computational complex of programs provides an opportunity to see the picture of pressure distribution, the field of velocity vectors and the movement of fluid particles for substantiation and analysis of results. The results of the computational study confirm that the hydraulic efficiency of a hydraulic turbine largely depends on the losses in the guide vane and the runner, which means it is these elements that should be given the most attention, their design and coordination of the flow in them. Analysis of the energy loss in the flow part of the Francis turbine was carried out using programs for calculating fluid flow in two-dimensional and three-dimensional formulation. The obtained calculated data correspond to the previously known experimental recommendations for high-pressure Francis turbine. The issues of increasing the energy performance of a projected high-pressure Francis turbine were considered.

Keywords: runner, spiral case, guide vanes, draft tube, stator, CFD, flow part, Francis turbine, flow characteristics.

Вступ. Вода з резервуару через напірний трубопровід потрапляє до турбіни, що складається зі спіральної камери, статора, напрямного апарату, колеса та відсмоктуючої труби. При цьому використовується енергія тиску, а також кінетична енергія води для отримання механічної енергії завдяки дії води на обертання лопатей робочого колеса. Обмін енергією між водою та обертанням лопатей робочого

© К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко, В. К. Миронов, 2019

колеса створює зміни швидкості руху та кутів від входу до виходу з робочого колеса [1]. Вода спрямовується напрямним апаратом на лопаті робочого колеса. Зміна відкриття напрямного апарату призводить до зміни кута атаки на вході в робоче колесо. На додаток до цього, швидкість обертання робочого колеса також впливає на параметри потоку за рахунок центробіжної сили та сили коріоліса, таким чином, призводить до зміни ефективності турбіни. Моделювання чисельного потоку заснованого на рішенні рівнянь Навье-Стокса, модифікованих для включення обертового ефекту робочого колеса реалізується за допомогою програмного забезпечення Ansys CFX [2]. Це програмне забезпечення було використано для оцінки ефективності турбіни і добре сходиться з багатьма дослідженнями [3-5]. В даній роботі прогнозовано поведінку параметрів потоку в статорі, напрямному апараті і робочому колесі радіально-осьової гідротурбіни внаслідок зміни швидкості обертання та відкритті лопатей напрямного апарату.

Геометричне моделювання та створення сітки. Усі компоненти турбіни мають складну геометрію, отже, геометричне моделювання турбіни є дуже складною роботою. У цьому моделюванні основні параметри проектування розраховуються на основі необробленої конструкції та моделюються на будь-якому спеціалізованому програмному забезпеченні CAD, такому як Ansys Workbench. У цій роботі залана геометрія радіально-осьової гідротурбіни, що складається з 3-х осесиметричних рядів лопаток, а саме 18 лопаток статора, з 18 лопаток направляючого апарату і 13 лопатей робочого колеса і відсмоктуючої труби. Спіральна камера не береться в аналіз через обмеження обчислювальних можливостей. Діаметр робочого колеса - 1010 мм. 3D геометрія порожнини та компонентів турбіни створена на Ansys Workbench. Профіль лопаті є аеродинамічною поверхнею, і для моделювання цього генерування профілю потрібно секційних 3D координат по його довжині на основі теоретичного проектування лопаті у файлі даних. Для аналізу турбіни при різних відкриттях напрямного апарату, змінюється геометрія домену направляючої лопатки для кожного відкриття. Геометрія всіх інших деталей, таких як лопатки статору, робочого колеса і відсмоктуючої труби залишається незмінною. Модель 3D геометрії всіх компонентів турбіни показана на рис. 1.

Створення сітки – це методика дискретизації всіх областей потоку на дрібні елементи. Ці елементи складаються з вузлів, на яких обчислюються невідомі змінні. Для створення сітки слід задати коефіцієнт масштабу та розмір елементів. На точність розрахунку розмір сильно впливає елементів [6-8]. Неструктурована сітка створюється за допомогою трикутників для 2D поверхонь і тетраедра для 3Dпотоку за допомогою Ansys ICEM CFD. Це програмне забезпечення включає широкий спектр інструментів для створення нової або маніпулювання існуючою геометрією. Для статору, напрямного апарату та

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 робочого колеса створена сітка з 351778, 353239 та 1065575 тетраедрів та 72349, 71271 та 223375 вузлів відповідно.



Рис. 1. Повна 3D геометрія

Сітка відсмоктуючої труби має 536252 елементи та 98472 вузли. Сітки для статору, напрямного апарату, робочого колеса та відсмоктуючої труби показані на рис. 2–5.





Рис. 3. Сітка напрямного апарату



Рис. 4. Сітка робочого колеса



Рис. 5. Сітка відсмоктуючої труби

Граничні умови. Граничні умови входу та виходу повинні бути визначені для кожного прогону, а точність розрахунку залежить від місця та способу, ці умови задаються. У даному аналізі масова витрата 5930 кг/с при 66,73 мм відкритті напрямного апарату, 7200 кг/с при 80,93 мм відкритті напрямного апарату та 8000 кг/с при 91,57 мм відкритті напрямного апарату, задана як вхідні граничні умови на вході в статор. Статичний тиск, рівний 0 Па, задається як вихідні граничні умови на виході з відсмоктуючої труби. Еталонний тиск приймається за 1 атмосферу, тобто 105 Па. Швидкість обертання робочого колеса визначається відповідно до режиму роботи, що змінюється від 400 об/хв до 900 об/хв для кожного відкриття напрямного апарату. Домени статору, відсмоктуючої апарату та напрямного труби приймаються як нерухомі [9]. Застосовується k-w турбулентності (SST), модель для точнішого обчислення пограничного шару біля стінок та усіх областей з гладкою поверхнею [10-13].

Результати аналіз. Числовий та аналіз проводився для трьох різних відкриттів напрямного апарату та шести швидкостей обертання робочого колеса. Обчислені показники ефективності при різних коефіцієнтах швидкості отримані при аналізі CFD для відкриття напрямного апарату, з найбільшою ефективністю, тобто 80,93 мм порівнюються 3 експериментальними значеннями [14] на рис. 6. Видно, що найкраща робоча точка майже однакова в обох випадках, і в цей момент обчислювані та експериментальні значення ефективності порівняно близькі. Існує більша різниця в двох коефіцієнтах корисної дії в режимах поза проектними через вторинні втрати, які не можуть бути належним чином враховані в числовому аналізі.

Варіації обчислених компонентів швидкості зі швидкістю обертання та відкритті напрямного апарату на вході та виході різних турбін представлені на рис. 7–18.

Компоненти швидкості нормалізуються швидкістю на виході з турбіни ($\sqrt{2gH}$) для порівняння щодо загальної вхідної енергії [15–20].

На рис. 7 показано абсолютну швидкість на вході в робоче колесо, що має майже параболічну зміну з максимальними значеннями, близькими до найкращих режимів ефективності. На це впливає також відкриття направляючої лопатки, оскільки воно вище при малому відкриванні направляючої лопатки через зміну площі потоку.



Рис. 6. Порівняння результатів CFD з експериментальними значеннями



Рис. 7. Зміна абсолютної швидкості на вході в робоче колесо



Рис. 8. Зміна абсолютної швидкості на виході з робоче колесо

Абсолютна швидкість на виході з робочого колеса на рис. 8 зростає зі швидкістю, що може бути пов'язано зі збільшенням центробіжної сили. Також помічено, що цей компонент швидкості майже не залежить від відкриття направляючої лопатки в оптимальному режимі роботи. Невелике зменшення швидкості та збільшення при відкритті направляючої лопатки меридіональної швидкості на рис. 9 вказують на те, що розряд зменшується зі швидкістю та збільшується при відкритті направляючої лопатки, що підтверджує характеристики радіально-осьової гідротурбіни.

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019



Рис. 9. Зміна меридіональної швидкості на вході в робоче колесо

Меридіональна швидкість на виході зростає із числом обертання на виході з робочого колеса, як показано на рис. 10 через збільшення абсолютної швидкості та зменшення вихрової швидкості із числом обертів.



Рис. 10. Зміна меридіональної швидкості в робочому колесі

Зміна вихрової швидкості на вході в робоче колесо зображено на рис. 11, з якого видно, що більший вихор утворюється при малому відкритті направляючого апарату. Значення вихрової швидкості є максимальним навколо коефіцієнта швидкості 27, який є номінальним значенням цієї турбіни.

З рис. 12 також видно, що більший вихровий потік йде у відсмоктуючи трубу при більш високих швидкостях обертання та меншому відкритті. Вихрова швидкість на виході з робочого колеса менша, ніж величина на вході, що вказує на зміну кутового моменту від входу до виходу і, таким чином, видобуток енергії робочим колесом.

Відносні швидкості потоку як на вході, так і на виході з робочого колеса, відображені на рис. 13 і на рис. 14, збільшуються з числом обертання і відкриття напрямного апарату. Вони більші на виході ніж на вході в будь-якому робочому режимі роботи, що враховує зміну тиску, а отже, підтверджує характеристики реакційної турбіни.

З рис. 15 видно, що на кути потоку на вході більше впливає швидкість обертання і менше зміна відкриття направляючого апарату, але значення зменшуються в обох випадках. Його значення майже наближається до точки оптимального режиму роботи.

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019



Рис. 11. Зміна вихрової швидкості на вході в робоче колесо



Рис. 12. Зміна вихрової швидкості на виході з робочого колеса



Рис. 13. Зміна відносної швидкості на вході в робоче колесо



Рис. 14. Зміна відносної швидкості на виході в робочого колеса



Рис. 15. Зміна кутів потоку на вході в робоче колесо

Кути потоку на виході на рис. 16 майже не залежать від режиму роботи турбіни.



Рис. 16. Зміна кутів потоку на виході з робочого колеса

Схема швидкостей на лопатках направляючого апарату та виході зі статору продемонстровані на рис. 17 та рис. 18 мають незначні зміни в числі обертів і це зумовлено центробіжною силою при вході у робоче колесо, що обертається. Збільшення відкриття направляючого апарату спричиняє збільшення швидкості на виході зі статору, та, в свою чергу, зменшення на виході з направляючого апарату. Це вказує на збільшення витрати за рахунок збільшення направляючого апарату.



Рис. 17. Зміна швидкості на виході зі статора

Висновки. Тісне порівняння між обчисленими та експериментальними значеннями ефективності та майже однаковою найкращою робочою точкою в обох випадках підтверджує результати обчислень.



Рис. 18. Зміна швидкості на виході із направляючого апарату

На меридіональну та вихрову швидкість, таким чином, на абсолютну швидкість на вході менше впливає швидкість обертання і більше відкриття напрямного апарату, тоді як відносна швидкість і кут потоку більше впливають на швидкість обертання порівняно з відкриттям напрямного апарату. На всі швидкості на виході з робочого колеса впливають швидкість обертання і лопатка напрямного апарату, кути потоку залишаються незалежними. але Швидкість в статорі та на виході з напрямного апарату піддаються більшому впливу через відкриття напрямного апарату порівняно зі швидкістю обертання.

Список літератури

- Колычев В. А., Тыньянова И. И., Миронов К. А. Моделирование энергетических характеристик гидротурбин на начальном этапе проектирования. Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2010. Т. 43, № 1/6. С. 27–38.
- 2. ANSYS CFX 11. Software Manual. 2005.
- Черный С. Г., Чирков Д. В., Лапин В. Н. Численное моделирование течений в турбомашинах. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
- Chung T. J. Computational fluid dynamics. Cambridge: Cambridge university press, 2002. 1012 c.
- Guoyi P., Shuliang C., Masaru I., Shinji H. Design optimisation of axial flow hydraulic turbine runner: Part II – Multiobjective Constrained Optimzation Method. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*. 2002. Vol. 39, issue 6. P. 533–548.
- Paul G. Tucker. Computation of Unsteady Internal Flows Fundamental Methods with Case Studies. New York: Springer US, 2001. 376 c.
- Миронов К. А., Олексенко Ю. Ю. Применение CFD при проектировании элементов проточной части гидротурбин. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 116–121.
- Барлит В. В., Миронов К. А., Власенко А. В., Яковлева Л. К. Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 216 с.
- Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010. Vol. 2 (8). P. 3824–3831.
- Сухоребрый П. Н., Барлит В. В., Дранковский В. Э., Рао В. С., Харвани Л. К. Характеристики пространственного турбулентного потока и потери энергии в элементах проточной части гидротурбины РО500. Проблемы машиностроения. 2004. Т. 7, № 3. С. 13–20.
- ANSYS. Ansys 16.0 Release Documentation, Theory and Modelling Guide. ANSYS Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2015.
- 12. Viscanti N., Pesatori E., Turozzi G. Improvement of a Francis runner design. 3rd IAHR International Meeting of the work group on

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 Cavitations and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and systems (14–16 October 2009, Brno).

- Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series.* 2015. Vol. 579.
- Колычев В. А., Дранковский В. Э. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины: учебн. пособ. Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 268 с.
- Prasad V., Gahlot V. K., Krishnamachar P. CFD approach for design optimization and validation for axial flow hydraulic turbine. *Indian Journal of engineering and material sciences*. 2009. Vol. 16. P. 229–236.
- Zhang H., Zhang L. Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM. *Procedia Engineering*. 2012. Vol. 31. P. 156–165.
- Юн А. А., Крылов Б. А. Расчет и моделирование турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двухфазных течений в программном комплексе Fastest-3D: учебн. пособ. Москва: МАИ, 2007. 116 с.
- Ayli E., Kaplan A., Cetinturk H. CFD analysis of 3D flow for 1.4 MW Francis turbine and model turbine manufacturing. ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Vol. 1A. (2–5 August 2015, Boston, Massachusetts, USA). Boston: ASME, 2015.
- Kurosawa S., Lim S. M., Enomoto Y. Virtual model test for a Francis turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2010. Vol. 12, no. 1.
- Ayli E., Celebioglu K., Aradag S. Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2016. Vol. 10:1. P. 545–564.

References (transliterated)

- Kolychev V. A., Tyn'janova I. I., Mironov K. A. Modelirovanie energeticheskikh kharakteristik gidroturbin na nachal'nom etape proektirovaniya [Modeling the energy characteristics of hydroturbines at the initial design stage]. *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2010, vol. 43, no. 1/6, pp. 27–38.
- 2. ANSYS CFX 11. Software Manual. 2005.
- Chernyj S. G., Chirkov D. V., Lapin V. N. *Chislennoe modelirovanie* techeniy v turbomashinakh [Numerical simulation of currents in turbomachines]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2006. 202 p.
- Chung T. J. Computational fluid dynamics. Cambridge, Cambridge university press Publ., 2002. 1012 p.
- Guoyi P., Shuliang C., Masaru I., Shinji H. Design optimisation of axial flow hydraulic turbine runner: Part II – Multiobjective Constrained Optimzation Method. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*. 2002, vol. 39, issue 6, pp. 533–548.
- Paul G. Tucker. Computation of Unsteady Internal Flows Fundamental Methods with Case Studies. New York, Springer US Publ., 2001. 376 p.
- Myronov K. A., Oleksenko Yu. Yu. Primenenie CFD pri proektirovanii elementov protochnoy chasti gidroturbin [The use of CFD in the design of elements of the flow part of hydraulic turbines]. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series:

Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 116–121.

- Barlit V. V., Mironov K. A., Vlasenko A. V., Jakovleva L. K. Raschet i proektirovanie protochnoy chasti reaktivnykh gidroturbin na osnove chislennogo modelirovaniya rabochego protsessa [Calculation and design of the flow parts of jet turbines based on numerical simulation of the workflow]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2008. 216 p.
- Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010, vol. 2 (8), pp. 3824–3831.
- Suhorebryj P. N, Barlit V. V., Drankovskij V. Je., Rao V. S., Harvani L. K. Kharakteristiki prostranstvennogo turbulentnogo potoka i poteri energii v elementakh protochnoy chasti gidroturbiny RO500 [Characteristics of spatial turbulent flow and energy loss in the elements of the flow part of the PO500 hydro turbine]. *Problemy mashinostroeniya*. 2004, vol. 7, no. 3, pp. 13–20.
- 11. ANSYS. Ansys 16.0 Release Documentation, Theory and Modelling Guide. ANSYS Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2015.
- Viscanti N., Pesatori E., Turozzi G. Improvement of a Francis runner design. 3rd IAHR International Meeting of the work group on Cavitations and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and systems (14–16 October 2009, Brno).
- 13. Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series.* 2015, vol. 579.
- Kolychev V. A., Drankovskij V. Je. Raschet gidrodinamicheskikh kharakteristik napravlyayushchikh apparatov gidroturbiny [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the guide vanes of a turbine]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2002. 268 p.
- Prasad V., Gahlot V. K., Krishnamachar P. CFD approach for design optimization and validation for axial flow hydraulic turbine. *Indian Journal of engineering and material sciences*. 2009, vol. 16, pp. 229–236.
- Zhang H., Zhang L. Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM. *Procedia Engineering*. 2012, vol. 31. pp. 156–165.
- 17. Jun A. A., Krylov B. A. Raschet i modelirovanie turbulentnykh techeniy s teploobmenom, smesheniem, khimicheskimi reaktsiyami i dvukhfaznykh techeniy v programmnom komplekse Fastest-3D [Calculation and modeling of turbulent flows with heat exchange, mixing, chemical reactions and two-phase flows in the Fastest-3D software package]. Moscow, MAI Publ., 2007. 116 p.
- Ayli E., Kaplan A., Cetinturk H. CFD analysis of 3D flow for 1.4 MW Francis turbine and model turbine manufacturing. ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Vol. 1A. (2–5 August 2015, Boston, Massachusetts, USA). Boston, ASME Copyright, 2015.
- Kurosawa S., Lim S. M., Enomoto Y. Virtual model test for a Francis turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2010, vol. 12, no. 1.
- Ayli E., Celebioglu K., Aradag S. Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2016, vol. 10:1, pp. 545–564.

Надійшла (received) 28.10.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Миронов Костянтин Анатолійович (Миронов Константин Анатольевич, Mironov Konstantin) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», заступник директора ННІ МІТ; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-6034-410X; e-mail: cosmir@i.ua

Олексенко Юлія Юріївна (Олексенко Юлия Юрьевна, Oleksenko Yuliia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г.Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0003-4467-7833; e-mail: yuliayo@ukr.net

Миронов Вадим Костянтинович (Миронов Вадим Константинович, Мугопоv Vadym) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Технологія жирів і продуктів бродіння»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-9353-1449; e-mail: vadiki1200@gmail.com

УДК 622.245.7

Д. В. РИМЧУК, В. В. ПОНОМАРЕНКО

ТЕХНОЛОГІЯ ГІДРОПІСКОСТРУМИННОЇ ПЕРФОРАЦІЇ У СВЕРДЛОВИНАХ З АНОМАЛЬНО ВИСОКИМИ ПЛАСТОВИМИ ТИСКАМИ З ВИКОРИСТАННЯМ ГНУЧКИХ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ

Сфери застосування колтюбінга, або колони гнучких труб досить різноманітні. При підземному ремонті свердловин здійснюють поточний та капітальний ремонт, вплив на пласт і привібійну зону. Використання колони гнучких труб внесло позитивні зміни в практику буріння нафтових і газових свердловин особливо при їхньому закінчуванні, а також робіт з гідропескоструйної перфорації. Запропоновано технологію гідропіскоструминної перфорації у свердловинах з аномально високими пластовими тисками з використанням гнучких насоснокомпресорних труб з депресією та репресією на пласт, що допоможе ознайомити спеціалістів нафтогазової промисловості з прогресивною технологією вторинного розкриття продуктивних горизонтів. Розроблено схеми обв'язки гирла свердловини та технологічного обладнання при проведенні гідропіскоструминної перфорації з використанням гнучких насоснокомиресорних труб у свердловина з аномально високими обв'язки гирла свердловини та технологічного обладнання при проведенні гідропіскоструминної перфорації з використанням гнучких насосно-компресорних труб у свердловинах з аномально високими пластовими тисками та детально описано їх принцип роботи. Запропоновані схеми рекомендовано використовувати як типові при проведенні робіт з гідропіскоструминної перфорації з депресією та репресією на продуктивний горизонт. Зроблено висновки щодо доцільності проведення робіт за технологією, описаною в статті, з метою запобігання кольматації та розбухання породи привибійної зони продуктивного пласта при попаданні рідини-пісконосія в процесі перфорації.

Ключові слова: вторинне розкриття пласта, гідропіскоструминна перфорація, аномально високий пластовий тиск, гнучкі насоснокомпресорні труби, технологічні схеми, обв'язка гирла свердловини, депресія та репресія на пласт.

Д. В. РЫМЧУК, В. В. ПОНОМАРЕНКО

ТЕХНОЛОГИЯ ГИДРОПЕСКОСТРУЙНОЙ ПЕРФОРАЦИИ В СКВАЖИНАХ С АНОМАЛЬНО ВЫСОКИМИ ПЛАСТОВЫМИ ДАВЛЕНИЯМИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГИБКИХ НАСОСНО-КОМПРЕССОРНЫХ ТРУБ

Сферы применения колтюбинга, или колонны гибких труб достаточно разнообразны. При подземном ремонте скважин осуществляют текущий и капитальный ремонт, влияние на пласт и привибийну зону. Использование колонны гибких труб внесло положительные изменения в практику бурения нефтяных и газовых скважин особенно при их оканчании, а также работ по гидропескоструйнои перфорации. Предложена технология гидропескоструйной перфорации в скважинах с аномально высокими пластовыми давлениями с использованием гибких насосно-компрессорных труб с депрессией и репрессией на пласт, которая поможет ознакомить специалистов нефтегазовой промышленности с прогрессивной технологией вторичного вскрытия продуктивных горизонтов. Разработаны схемы обвязки устья скважины и технологического оборудования при проведении гидропескоструйной перфорации с использованием гибких насосно-компрессорных труб в скважинах с аномально высокими пластовыми давлениями с использованием скважины и технологического оборудования при проведении гидропескоструйной перфорации с использованием гибких насосно-компрессорных труб в скважинах с аномально высокими пластовыми давлениями с использованием скважины и технологического оборудования при проведении гидропескоструйной перфорации с использованием гибких насосно-компрессорных труб в скважинах с аномально высокими пластовыми давлениями и детально описан их принцип работы. Предложенные схемы рекомендовано использовать как типовые при проведении работ по гидропескоструйной перфорации с депрессией на продуктивный горизонт. Сделаны выводы относительно целесообразности проведения работ по технологии, описанной в статье, с целью предотвращения кольматации и разбухания породы призабойной зоны продуктивного пласта при попадании жидкости-пескносителя в процессе перфорации.

Ключевые слова: вторичное вскрытие пласта, гидропескоструйная перфорация, аномально высокое пластовое давление, гибкие насосно-компрессорные трубы, технологические схемы, обвязка устья скважины, депрессия и репрессия на пласт.

D. RYMCHUK, V. PONOMARENKO THE TECHNOLOGY OF HYDRO-SAND BLASTING PERFORATION IN WELLS WITH ABNORMALLY HIGH RESERVOIR PRESSURE USING COILED TUBING

Areas of application of coil tubing or columns of flexible pipes are quite diverse. During the underground repair of wells carry out current and major repairs, impact on the reservoir and margin zone. The use of the flexible pipe column has made a positive change in the practice of drilling oil and gas wells, especially at their completion, as well as works on hydropower perforation. The article suggests the technology of hydro sandblasting perforation in wells with abnormally high formation pressures with the use of coiled tubing with pressure drawdown and overbalance, which will help to familiarize oil and gas industry specialists with the advanced technology of stimulated completion of productive horizons. Schemes of wellhead equipment and process equipment for hydro sandblasting perforation using coiled tubing in wells with abnormally high reservoir pressures have been developed and their operating principles have been described in detail. The proposed schemes are recommended to be used as typical for hydro sandblasting perforation. Conclusions are made concerning expediency of carrying out works on the technology described in the article with the purpose of prevention of sealing and swelling of the bottomhole zone rock in case of ingress of the sand-carrier fluid during the process of perforation.

Keywords: secondary drilling in, hydro sandblasting perforation, abnormally high reservoir pressure, coiled tubing, process diagrams, wellhead equipment, pressure drawdown and overbalance.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Для приросту видобутку нафти та газу буряться глибокі та надглибокі свердловини, в яких розкриваються продуктивні горизонти з аномально високими пластовими тисками (АВПТ). Заключною стадією будівництва свердловин є вторинне розкриття продуктивних пластів, що здійснюється шляхом кумулятивної, кульової, торпедної або гідропіскоструминної перфорації (ГПП).

У даний час на вітчизняних та закордонних родовищах для вторинного розкриття продуктивних пластів здебільшого використовується кумулятивна перфорація. Вона як і кульова та торпедна перфорація має ряд суттєвих недоліків, а саме:

© Д. В. Римчук, В. В. Пономаренко, 2019

- в зоні перфорації відбувається ущільнення породи та зміна її фізичних властивостей;

- цементний камінь за обсадною колоною розтріскується, а в колоні утворюються тріщини;

- незначна глибина каналів, що утворюються;

- створюються несприятливі умови для подальшої експлуатації свердловини.

Тому існує проблема проведення якісного вторинного розкриття продуктивних горизонтів, котре може забезпечити лише ГПП.

Аналіз основних досягнень і літератури. У світовій та вітчизняній практиці відсутній досвід проведення гідропіскоструминної перфорації у свердловинах з АВПТ з використанням гнучких насосно-компресорних труб (ГНКТ). Описані технологія та схеми у роботах [1-9] мають ряд технологічних та конструктивних обмежень і не можуть бути використані у свердловинах з АВПТ: відсутність комплексу обладнання для створення протитиску при перфорації з депресією на пласт, відсутність додаткового маніфольда для запобігання абразивного розмиву гирлового обладнання, відсутність ліній для скидання загазованої рідини на факельний амбар, ручне управління штуцерами, маніфольд не може виконувати функцію з створення протитиску в затрубному просторі і його безпечному регулюванню, ненадійність герметизатора лпя забезпечення герметизації на гирлі свердловини при тисках більше 21 МПа.

Формулювання завдань досліджень та мета Метою статті є розробка статті. технології гідропіскоструминної перфорації та схем обв'язки гирлового технологічного обладнання i y свердловинах з аномально високими пластовими тисками 3 використанням гнучких насоснокомпресорних труб. Завдання дослідження ознайомлення спеціалістів нафтогазової промисловості прогресивною 3 технологією вторинного розкриття продуктивних горизонтів.

Виклад основного матеріалу досліджень. Гідропіскоструминна перфорація у свердловинах з АВПТ з використанням ГНКТ може здійснюватися як з депресією, так і з репресією на пласт. При роботі з репресією на пласт вибійний тиск запобігає виходу пластового флюїду у ствол свердловини. Вибійний тиск P_в при цьому складається з тиску, шо створюється стовпом водопіщаної суміші та протитиску регульованих на дроселях, i розраховується за формулами:

$$P_{\rm B} = P_{\rm p} + \Delta P_{\rm g}, \qquad (1)$$

де *P*_p – тиск стовпа водопіщаної суміші, МПа;

 $\Delta P_{\rm d}$ – протитиск, створений регульованим дроселем, МПа,

або

$$P_{\rm B} = \alpha \cdot P_{\rm III},\tag{2}$$

де P_{пл} – пластовий тиск, МПа; α – коефіцієнт безпеки у відповідності до [10, 11],

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 приймається рівним:

а) від 10 % до 15 % – для свердловин глибиною до 1200 м (інтервалів від 0 м до 1200 м), але не більше 1,5 МПа;

б) від 5 % до 10 % – для свердловин глибиною до 2500 м (інтервалів від 1200 м до 2500 м), але не більше 2,5 МПа;

в) від 4 % до 7 % – для свердловин глибиною понад 2500 м (інтервалів від 2500 м і до проектної глибини), але не більше 3,5 МПа.

Враховуючи, що:

$$P_{\rm p} = \rho g H, \qquad (3)$$

де ρ – густина водопіщаної суміші, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

Н – глибина перфорації, м.

Визначаємо протитиск, що необхідно створити на дроселі:

$$\alpha P_{\rm nn} = \rho g H + \Delta P_{\rm g}, \qquad (4)$$

$$\Delta P_{\rm p} = \alpha P_{\rm nn} - \rho g H. \tag{5}$$

Враховуючи, що формула (2) складена для технологічних операцій [12–15], що відбуваються в свердловині і приводять до зміни висоти стовпа промивальної рідини в зв'язку зі спускопідіймальними операціями, а в процесі ГПП відсутні спуско-підіймальні операції, при яких змінюється об'єм рідини в свердловині, можна прийняти $\alpha = 1,02$ для свердловин глибиною до 3000 м і $\alpha = 1,015$ для свердловин глибиною понад 3000 м (інтервалів від 3000 м і до проектної глибини).

З метою запобігання кольматації та розбухання породи привибійної зони продуктивного пласта при попаданні рідини-пісконосія в процесі перфорації, роботи слід проводити з депресією на пласт, тобто при постійному перевищенні пластового тиску над вибійним, і як наслідок – з постійним поступанням пластового флюїду в ствол свердловини. При цьому протитиск на дроселі пропонується розраховувати за формулою:

$$P_{\rm m} = \beta \cdot P_{\rm mn} - \rho g H, \qquad (6)$$

де β – коефіцієнт допустимого пониження тиску, що приймається рівним: β = 0,95–0,98.

Для проведення гідропіскоструминної перфорації пропонується схема обв'язки гирла свердловини при ГПП у свердловинах з АВПТ з використанням ГНКТ та схему розміщення і обв'язки технологічного обладнання.

Схема обв'язки гирла свердловини при ГПП з використанням ГНКТ у свердловинах з АВПТ (рис. 1) складається з гнучких насосно-компресорних труб 1, інжектора 2, ущільнювача 3, додаткового маніфольда 4, що під'єднаний до блока превенторів 5, хрестовини ялинки фонтанної арматури 6, хрестовини трубної головки фонтанної арматури 7, колонної обв'язки 8, викидних ліній з трубного та затрубного простору свердловини в факельний амбар 9 та 10, вузлів глушіння свердловини 11 і 12, блока дроселювання 15, в який входять допоміжний та основний пульти управління гідроприводними засувками 13 і 14, пульти управління лівим та правим дроселями з дистанційним управлінням 16 та 19, лівий та правий дроселі регульовані з дистанційним управлінням 17 і 20, засувки гідроприводні з дистанційним управлінням 18, 21, 22, 23, 24.

Під'єднаний до блока превенторів додатковий маніфольд з блоком дроселювання з дроселями з дистанційним управлінням перешкоджає розмиву гирлового обладнання під час циркуляції рідини при ГПП та забезпечує дистанційне регулювання протитиску при перфорації з депресією на пласт.

Схема працює наступними чином: гнучкі насосно-компресорні труби 1 спускаються V свердловину за допомогою інжектора 2, герметизація затрубного простору здійснюється ущільнювачем 3. Після чого, піщано-рідинна суміш подається по ГНКТ до гідропіскоструминного перфоратора. Виходячи через сопла гідропіскоструминного перфоратора, суміш прорізає отвори в експлуатаційній колоні, цементному камені за нею та породі пласта. При цьому в суміш попадає флюїд свердловини, так як гідростатичний тиск менше пластового, і загазована рідина ГПП піднімається по затрубному простору між ГНКТ та ГКТ до гирла свердловини і поступає через додатковий маніфольд 4, що під'єднаний до блока превенторів 5, в блок дроселювання 15. В блоці

дроселювання флюїд поступає через правий дросель 20 при відкритих засувках 21 та 23 на викид. Регулювання протитиску здійснюється за допомогою дистанційного управління 19 правим регулюючим дроселем. При розмиванні елементів дроселювання на правому дроселі 20 циркуляція рідини з протитиском проводиться через лівий дросель 17. При цьому засувки 18 і 24 відкриваються, а засувки 21 і 23 закриваються, ізолюючи правий дросель від високого протитиску тиску. Величина регулюється за допомогою дистанційного управління 16 лівим регулюючим дроселем. Засувка 22 служить для прямого скидання флюїду в факельний амбар. Управління засувками здійснюється за допомогою допоміжного та основного пультів управління 13 та 14. У випадку виникнення аварійної ситуації свердловина глушиться закачуванням рідини в трубний або затрубний (між НКТ та експлуатаційною колоною) простори свердловини через викидні лінії 9 та 10, за допомогою насосних агрегатів, що під'єднані до вузлів глушіння 11 і 12.

При відсутності під'єднаного до блока превенторів додаткового маніфольда, циркуляція піщано-рідинної суміші відбувалась би через викидні лінії 9 та 10, чим викликала б розмив гирлового обладнання, а зокрема хрестовини ялинки фонтанної арматури 6, і були б відсутні технічні засоби для створення протитиску при гідропіскоструминній перфорації з депресією на пласт.

Схема розміщення та обв'язки технологічного обладнання показана на рис. 2.



Рис. 1. Схема обв'язки гирла свердловини при ГПП з використанням ГНКТ у свердловинах з АВПТ



Рис. 2. Схема розміщення та обв'язки технологічного обладнання

Технологія приготування та подачі піщанорідинної суміші ГПП відбувається наступним чином: до колтюбінгової установки (КУ), змонтованої на гирлі свердловини зі спущеними у свердловину ГКНТ, під'єднані через фільтри три насосні агрегати високого тиску. два з яких безперервно забезпечують технологічний процес, а один резервний, та азотна установка через зворотні клапани. До насосних агрегатів подається піщано-рідинна суміш ГПП з однієї з ємностей змішувача. У змішувач подається пісок з ємності для піску та за допомогою насосного агрегату ЦА-320 подається рідина 3 блоку приготування через ємність для приготованої рідини ГПП. Рідина у блок приготування подається насосним агрегатом ЦА-320, який з'єднаний з приймальною ємністю розчину ГПП, який постійно циркулює. На ємності знаходиться вібросито, яке очищає розчин від вибуреної породи.

При проведенні ГПП з репресією на пласт засувка 2 закривається і відпрацьований розчин через засувку 1 потрапляє на вібросито. При роботі з депресією на пласт засувка 2 відкривається і загазований розчин йде на факельний амбар.

При виникненні аварійних ситуацій проводиться глушіння свердловини агрегатами високого тиску з використанням рідини аварійного глушіння з ємності для її зберігання. При цьому агрегати приєднані до блоку глушіння трубного або затрубного простору.

Елекстростанція служить для забезпечення електроенергією допоміжного обладнання та освітлення робочої площадки.

Висновки. 1. Гідропіскоструминна перфорація для свердловин з АВПТ з використанням ГНКТ може здійснюватися як з депресією, так і з репресією на пласт.

2. З метою запобігання кольматації та розбухання породи привибійної зони продуктивного пласта при

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 попаданні рідини-пісконосія, роботи доцільно проводити за описаною технологією.

3. Запропонована технологія та схеми обв'язки гирла свердловини та технологічного обладнання забезпечують проведення ГПП у свердловинах з АВПТ з використанням ГНКТ.

4. Запропоновані схеми можуть використовуватись як типові схеми при проведенні робіт з ГПП у свердловинах з АВПТ.

Список літератури

- 1. Яремійчук Р. С., Возний В. Р. Освоення та дослідження свердловин. Львів: Оріяна-Нова, 1994. 440 с.
- Chernyshov S. E., Galkin S. V., Krisin N. I., Turbakov M. S., Riabokon E. P. Efficiency Improvement of Abrasive Jet Perforation. SPE Annual Caspian Technical Conference & Exhibition (4–6 November 2015, Baku). Baku: Society of Petroleum Engineers. P. 177375-MS.
- Катеринчук П. О., Римчук Д. В., Цибулько С. В., Шудрик О. Л. Освоення, інтенсифікація та ремонт свердловин. Харків: Пром-Арт, 2018. 608 с.
- Мислюк М. А., Рибчич І. Й. Буріння свердловин: довідник. Том 4: Завершення свердловин. Київ: Інтерпрес ЛТД, 2012. 608 с.
- 5. Бойко В. С. *Підземний ремонт свердловин*. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. 587 с.
- СТП 320.30019775.003-2004:2004. Інструкція по проведенню гідропіскоструминної перфорації. Київ: ДК Укргазвидобування, 2004. 52 с.
- Кондрат М. І., Щепанський М. І. Дослідження особливостей проведення гідропіскоструминної перфорації свердловин на виснажених газових і газоконденсатних родовищах. *Науковий* вісник ІФНТУНГ. 2016. № 2 (41). С. 31–38.
- Бабаян Э. В., Черненко А. В. Инженерные расчеты при бурении. Москва: Инфра-Инженерия, 2016. 439 с.
- НПАОП 11.1-1.01-08. Правила безпеки в нафтогазодобувній промисловості України. Київ: Мінекономрозвитку України, 2008. 118 с.
- 10. Булатов А. И., Долгов С. В. Спутник буровика: книга 2. Москва: Недра, 2006. 528 с.
- Опыт гидропескоструйной перфорации. Сер.: Нефтепромысловое дело. Москва: ЦНИИТЭнефтегаз, 1964г. 137с.

- 12. Козодой А. К. Определение параметров гидромониторных затопленных струй. Известия вузов «Нефть и газ». 1959. № 6. С. 103–108.
- Мислюк М. А., Рибчич І. Й., Яремійчук Р. С. Буріння свердловин. Т. 3. Вертикальне та скероване буріння. Київ: Інтерпрес ЛТД. 2004. 295 с.
- 14. Качмар Ю. Д. Раціональне планування ГПП: технологія і економіка. *Нафтова і газова промисловість*. 1992. № 3. С. 32–35.
- 15. Яремийчук Р. С., Качмар Ю. Д. Вскрытие продуктивных горизонтов и освоение скважин. Ленинград: Высшая школа, 1982. 149 с.
- Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. Москва: Физматгиз, 1960. 715 с.
- Сулейманов А. Б., Карапетов К. А., Яшин А. С. Практические расчеты при текущем и капитальном ремонте скважин. Москва: Недра, 1984. 224 с.
- Экономидес М., Олайни Р., Валько П. Унифицированный дизайн гидроразрыва пласта. Москва: ПетроАльянс Сервисис Компани Лимитед, 2004. 194 с.
- Римчук Д. В., Пономаренко В. В., Шудрик О. Л. Обладнання для буріння свердловин і видобутку нафти та газу: навч. посіб. Харків: ХНАДУ, 2019. 252 с.
- Булатов А. И., Макаренко П. П., Будников В. Ф., Басарыгин Ю. М. *Теория и практика заканчивания скважин. Т. 5.* Москва: Недра, 1998. 375 с.

References (transliterated)

- Yaremiychuk R. S., Voznyy V. R. Osvoyennya ta doslidzhennya sverdlovyn [Well development and exploration]. Lviv, Oriyana-Nova Publ., 1994. 440 p.
- Chernyshov S. E., Galkin S. V., Krisin N. I., Turbakov M. S., Riabokon E. P. Efficiency Improvement of Abrasive Jet Perforation. *SPE Annual Caspian Technical Conference & Exhibition* (4–6 November 2015, Baku). Baku, Society of Petroleum Engineers Publ., p. 177375-MS.
- Katerynchuk P. O., Rymchuk D. V., Tsybul'ko S. V., Shudryk O. L. Osvoyennya, intensyfikatsiya ta remont sverdlovyn [Well development, intensification and repair]. Kharkiv, Prom-Art Publ., 2018. 608 p.
- Myslyuk M. A., Rybchych I. Y. Burinnya sverdlovyn: dovidnyk. Tom 4: Zavershennya sverdlovyn [Well Drilling: A Handbook. Vol. 4: Well completion]. Kyiv, Interpres LTD Publ., 2012. 608 p.
- Boyko V. S. *Pidzemnyy remont sverdlovyn* [Underground well repair]. Ivano-Frankivsk, IFNTUNH Publ., 2009. 587 p.
- STP 320.30019775.003-2004:2004. Instruktsiya po provedennyu hidropiskostrumynnoyi perforatsiyi [STP 320.30019775.003-2004: 2004. Instructions for conducting hydro-sandblast perforation]. Kyiv, DK Ukrhazvydobuvannya Publ., 2004. 52 p.
- 7. Kondrat M. I., Shchepans'kyy M. I. Doslidzhennya osoblyvostey

provedennya hidropiskostrumynnoyi perforatsiyi sverdlovyn na vysnazhenykh hazovykh i hazokondensatnykh rodovyshchakh [Investigation of the features of hydro-sandblast perforation of wells at depleted gas and gas condensate fields]. *Naukovyy visnyk IFNTUNH*. 2016, no. 2 (41), pp. 31–38.

- Babayan E. V., Chernenko A. V. *Inzhenernye raschety pri burenii* [Engineering calculations during drilling]. Moscow, Infra-Inzheneriya Publ., 2016. 439 p.
- NPAOP 11.1-1.01-08. Pravyla bezpeky v naftohazodobuvniy promyslovosti Ukrayiny [State Normative Act on Labor Protection 11.1-1.01-08. Safety rules in the oil and gas industry of Ukraine]. Kyiv, Ministry of Economic Development and Trade of Ukraine Publ., 2008. 118 p.
- Bulatov A. I., Dolgov S. V. Sputnik burovika: kniga 2 [Sputnik of the driller: Book 2]. Moscow, Nedra Publ., 2006. 528 p.
- Opyt gidropeskostruynoy perforatsii. Seriya: Neftepromyslovoe delo [Experience in sandblasting. Series: Oilfield business]. Moscow, TsNIITEneftegaz Publ., 1964. 137 p.
- 12. Kozodoy A. K. Opredelenie parametrov gidromonitornykh zatoplennykh struy [Determination of the parameters of jet flooded jets]. *Izvestiya vuzov "Neft' i gaz"*. 1959, no. 6, pp. 103–108.
- Myslyuk M. A., Rybchych I. Y., Yaremiychuk R. S. Burinnya sverdlovyn. T. 3. Vertykal'ne ta skerovane burinnya [Drilling of wells. Vol. 3. Vertical and directional drilling]. Kyiv, Interpres LTD Publ., 2004. 295 p.
- Kachmar Yu. D. Ratsional'ne planuvannya HPP: tekhnolohiya i ekonomika [Rational Planning of the CCI: Technology and Economics]. *Naftova i hazova promyslovist'*. 1992, no. 3, pp. 32–35.
- Yaremiychuk R. S., Kachmar Yu. D. Vskrytie produktivnykh gorizontov i osvoenie skvazhin [Opening of productive horizons and well development]. Leningrad, Vysshaya shkola Publ., 1982. 149 p.
- Abramovich G. N. *Teoriya turbulentnykh struy* [Theory of turbulent jets]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1960. 715 p.
- Suleymanov A. B., Karapetov K. A., Yashin A. S. Prakticheskie raschety pri tekushchem i kapital'nom remonte skvazhin [Practical calculations for the current and overhaul of wells]. Moscow, Nedra Publ., 1984. 224 p.
- Ekonomides M., Olayni R., Val'ko P. Unifitsirovannyy dizayn gidrorazryva plasta [Unified fracturing design]. Moscow, PetroAl'yans Servisis Kompani Limited Publ., 2004. 194 p.
- Rymchuk D. V., Ponomarenko V. V., Shudryk O. L. *Obladnannya* dlya burinnya sverdlovyn i vydobutku nafty ta hazu: navch. posib. [Obladnannya for the drilling of drill holes and a bundle of naphtha and gas]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2019. 252 p.
- Bulatov A. I., Makarenko P. P., Budnikov V. F., Basarygin Yu. M. *Teoriya i praktika zakanchivaniya skvazhin. T. 5* [Theory and practice of well completion. Vol. 5]. Moscow, Nedra Publ., 1998. 375 p.

Надійшла (received) 25.09.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Римчук Данило Васильович (Рымчук Данило Васильевич, Rymchuk Danylo) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Видобуток нафти, газу та конденсату»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-1750-9140; e-mail: opu_likvo@ukr.net

Пономаренко Віта Василівна (Пономаренко Вита Васильевна, Ponomarenko Vita) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Видобуток нафти, газу та конденсату»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0760-4195; e-mail: vita.vynnyk@gmail.com

УДК 620.91(075.8)

doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.15

О. Ю. КОЗЛОКОВ, В. М. ГОЛОЩАПОВ, О. В. КОТУЛЬСЬКА, Т. М. ПАРАМОНОВА

АНАЛІЗ СТАНУ ТА ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ВІДНОВЛЮВАНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ В УКРАЇНІ

Проведено аналіз приросту нових вітрових і сонячних станцій, відмічено, що він збільшився у сім разів і згідно Енергетичної стратегії України у 2035 році вироблення електроенергії повинно буде складати 25 % від загальної виробки електроенергії в країні. Відновлювані джерела енергії (вітрова та сонячна) при виробництві електроенергії не забезпечують сезонну і добову рівномірність її подачі в енергомережу. При цьому істотно збільшується нерівномірність роботи енергомережі. Так виробництво електроенергії сонячними електростанціями змінюється від максимального, коли сонце в зеніті, до нульового в нічний час після заходу сонця. У зимові дні при наявності хмар виробництво електроенергії знижується в десятки разів у порівнянні з літнім часом. Виробництво електроенергії вітровими електростанціями пов'язано з наявністю вітру і його швидкістю, а також з наявністю місць зі стійкими вітровими потоками. При штилі і вітрі нижче 4-5 м/с вітрові станції практично не виробляють електроенергію, а відсутність акумуляторів великої ємності не дозволяє стійко забезпечувати споживачів електроенергією. Тому при використанні відновлюваних джерел енергії треба мати надійні компенсуючі потужності виробітки електроенергії. Будівництво значної кількості ВЕС та СЕС, які працюють у надзвичайно змінному режимі, як добовому, так і сезонному потребує виконати аналіз їх роботи і на базі цього провести оцінку обсягу необхідних компенсуючих потужностей. При цьому слід враховувати, що робота СЕС не забезпечує виробництво електроенергії в часи піку її використання. Це посилює нерівномірність роботи ОЕС. Тому, компенсуючи потужності повинні мати велику складову пікової, яка не компенсується діючими ГЕС, а будівництво ГАЕС досі не завершено, а також не заплановане в необхідному обсязі в Енергетичній стратегії. Крім того, слід враховувати нерівномірне споживання електроенергії регіонами, що потребує, для зменшення втрат електроенергії в мережах, розглянути раціональне розміщення компенсуючих та пікових потужностей, забезпечення їх паливом в залежності від обраних типів обладнання. При вирішенні цих проблем слід враховувати можливості діючих електростанцій (ТЕС та АЕС), розташованих у різних регіонах, взяти на себе функції часткової компенсації недовиробітку електроенергії ВЕС та СЕС.

Ключові слова: сонячна електростанція, вітрова електростанція, відновлювані джерела енергії, сонячні панелі, вітротурбіни, «зелений» тариф, генеруюча потужність, розподілена потужність.

А. Ю. КОЗЛОКОВ, В. Н. ГОЛОЩАПОВ, О. В. КОТУЛЬСКАЯ, Т. Н. ПАРАМОНОВА АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ И ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ВОЗОБНОВЛЯЕМОЙ ЕНЕРГЕТИКИ В УКРАИНЕ

Проведен анализ строительства новых ветровых и солнечных станций, отмечено, что оно увеличилось в семь раз и согласно Энергетической стратегии Украины в 2035 году выработка электроэнергии должна будет составлять 25 % от общей выработки электроэнергии в стране. Возобновляемые источники энергии (ветровая и солнечная) при производстве электроэнергии не обеспечивают сезонную и суточную равномерность ее подачи в энергосеть. При этом существенно увеличивается неравномерность работы энергосети. Так производство электроэнергии солнечными электростанциями меняется от максимального, когда солнце в зените, к нулевому в ночное время после захода солнца. В зимние дни при наличии облаков производство электроэнергии снижается в десятки раз по сравнению с летним временем. Производство электроэнергии ветровыми электростанциями связано с наличием ветра и его скоростью, а также с наличием мест с устойчивыми ветровыми потоками. При штиле и ветре ниже 4-5 м/с ветровые станции практически не производят электроэнергию, а отсутствие аккумуляторов большой емкости не позволяет устойчиво обеспечивать потребителей электроэнергией. Поэтому при использовании возобновляемых источников энергии надо иметь надежные компенсирующие мощности выработки электроэнергии. Строительство значительного количества ВЭС и СЭС, которые работают в чрезвычайно сменном режиме, как суточном, так и сезонном требует выполнить анализ их работы и на базе этого провести оценку объема необходимых компенсирующих мощностей. При этом необходимо учитывать, что работа СЭС не обеспечивает производство электроэнергии во времена пика ее использования. Это усиливает неравномерность работы ОЭС. Поэтому, компенсирующие мощности должны иметь большую составляющую пиковой, которая не компенсируется действующими ГЭС, а строительство ГАЭС до сих пор не завершено, а также не запланировано в необходимом объеме в Энергетической стратеги. Кроме того, следует учитывать неравномерное потребление электроэнергии регионами, что требует для уменьшения потерь электроэнергии в сетях, рассмотреть рациональное размещение компенсирующих и пиковых мощностей, обеспечение их топливом в зависимости от выбранных типов оборудования. При решении этих проблем следует учитывать возможности действующих электростанций (ТЭС и АЭС), расположенных в различных регіонах и взять на себя функции частичной компенсации недовыработки электроэнергии ВЭС и СЭС.

Ключевые слова: солнечная электростанция, ветровая электростанция, возобновляемые источники энергии, солнечные панели, ветротурбины, «зеленый» тариф, генерирующая мощность, распределенная мощность.

A. KOZLOKOV, V. GOLOSCHAPOV, O. KOTULSKA, T. PARAMONOVA ANALYSIS OF THE STATE AND TRENDS OF RENEWABLE ENERGY DEVELOPMENT IN UKRAINE

An analysis of the growth of new wind and solar stations was carried out, it was noted that it increased sevenfold and according to the Energy Strategy of Ukraine in 2035, electricity generation should be 25 % of the total electricity generation in the country. Renewable energy sources (wind and solar) in the production of electricity do not provide seasonal and daily uniformity of its supply to the grid. This significantly increases the unevenness of the grid. So the production of electricity by solar power plants varies from maximum when the sun is at its zenith, to zero at night after sunset. In the winter days, in the presence of clouds, electricity production is reduced tenfold compared to summertime. Electricity production by wind farms is associated with the presence of wind and its speed, as well as the availability of places with stable wind flows. With a calm and wind below 4–5 m/s, wind farms practically do not produce electricity, and the lack of large-capacity batteries does not allow for stable supply of electricity to consumers. Therefore, when using renewable energy sources, it is necessary to have reliable compensating power generation. The construction of a significant number of wind farms that operate in extremely shifts, both daily and seasonal, requires an analysis of their work and on this basis an assessment of the amount of necessary compensating capacities. It should be borne in mind that the work of the SES does not ensure the production of electricity at the peak of its use. This reinforces the uneven operation of the ECO. Therefore, compensating capacities should have a large peak

© О. Ю. Козлоков, В. М. Голощапов, О. В. Котульська, Т. М. Парамонова, 2019

component, which is not compensated by existing hydropower plants, and the construction of a PSPP has not yet been completed, nor has it been planned in the required amount in the Energy Strategy. In addition, it is necessary to take into account the uneven consumption of electricity by regions, which requires reducing rational distribution of compensating and peak capacities and providing them with fuel, depending on the selected equipment types, to reduce electric power losses in the networks. In solving these problems, one should take into account the capabilities of existing power plants (TPPs and nuclear power plants) located in various regions and take on the functions of partial compensation for underproduction of electricity from wind farms and solar power plants.

Keywords: solar power station, wind power station, renewable energy sources, solar panels, wind turbines, "green" tariff, generating capacity, distributed power.

Вступ. У сучасному світі існує ряд глобальних проблем. Одна з них – обмеження природних ресурсів. З кожною хвилиною у світі використовується велика кількість нафти, газу, вугілля для потреб населення. Виникає питання, на який період вистачить цих ресурсів, якщо продовжити їх використання у великої кількості.

В Україні недостатньо енергоресурсів, що потребує проводити кожного року їх закупівлю енергоносіїв у великому обсязі, як для потреб промисловості, так і населення. Одним з напрямів забезпечення електричною енергією є використання відновлюваних джерел енергії.

Тому розвиток відновлювальної енергетики в Україні є актуальним завданням у промисловому масштабі. Необхідність використання відновлюваних джерел енергії зумовлюється не тільки обмеженими запасами викопних палив, але і вимогами до зменшення викидів в атмосферу парникових газів, які впливають на тепловий баланс планети.

Доцільність використання відновлюваних джерел енергії (ВДЕ) визначаються в першу чергу їх економічною ефективністю та конкурентноздантістю в порівнянні 3 традиційними енергетичними технологіями [1]. Це пояснюється такими причинами як невичерпність ВДЕ, відсутністю потреби у транспортуванні, екологічно вигідні, тому що не забруднюють навколишнє середовище.

Відновлювані джерела енергії (вітрова та сонячна) при виробництві електроенергії не забезпечують сезонну і добову рівномірність її постачання в енергомережу. При цьому істотно збільшується нерівномірність роботи енергомережі. Так виробництво електроенергії сонячними електростанціями (СЕС) змінюється від максимального, коли сонце в зеніті, до нульового після заходу сонця та в нічний час. У зимові дні при наявності хмар виробництво електроенергії знижується в десятки разів у порівнянні з літнім часом [2–6].

Виробництво електроенергії вітровими електростанціями (ВЕС) пов'язано з наявністю вітру і його швидкістю, а також з наявністю місць зі стійкими вітровими потоками. При штилі і вітрі нижче 4–5 м/с вітрові станції практично не виробляють електроенергію, а відсутність акумуляторів великої ємності не дозволяє стійко забезпечувати споживачів електроенергією [7–9].

Тому при використанні відновлювальних джерел енергії треба мати надійні компенсуючи потужності.

Метою даного дослідження є аналіз необхідності компенсуючих потужностей, їх розташування, урахування маневрених можливостей діючих електростанцій для створення стійкого забезпечення

споживачів електроенергією.

Аналіз досліджень і публікацій. Активні науково-технічні розробки в галузі освоєння відновлюваний джерел енергії почалися в період 1973–1975 років [10, 11].

Останнім часом в Україні багато уваги приділяється проблемі використання відновлюваних джерел енергії. По-перше, це пов'язано з вичерпністю традиційних родовищ органічного і ядерного палива, по-друге, енергетики різних країн, і України в тому числі, стали серйозніше враховувати екологічні аспекти функціонування систем енергопостачання і сфери енергоспоживання [10]. Екологічну загрозу представляє парниковий ефект, негативний вплив якого на природу з кожним роком збільшується. На даний час частка відновлюваних джерел енергії загалом у світовому енергоспоживанні складає приблизно 16,7 % Ретельно займаються цією проблемою в Інституті відновлюваної енергетики НАН України [7]. Також до вирішення цієї проблеми активно підключився Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України.

Метою цієї статті є аналіз ефективності роботи та стану діючих на території України ВЕС та СЕС та розгляд питання вибору компенсуючих потужностей, місць їх розташування з урахуванням маневрених можливостей діючих електростанцій для стійкого забезпечення споживачів електроенергією при змінному на протязі доби режимі роботи ВДЕ [12].

Виклад основного матеріалу. Зараз на території України діє ряд вітрових та сонячних електростанцій, загальна потужність яких не перевищує 8 % потужностей діючих електростанцій, що забезпечують електроенергією об'єднану енергетичну систему (ОЕС) України [13].

За останні два роки приріст нових вітрових і сонячних станцій збільшився у сім разів і згідно Енергетичної стратегії України у 2035 році вироблення електроенергії повинно буде складати 25 % від загальної виробки електроенергії в країні [14–17].

Будівництво значної кількості ВЕС та СЕС, які працюють у надзвичайно змінному режимі, як добовому, так і сезонному потребує виконати аналіз їх роботи і на базі цього провести оцінку обсягу необхідних компенсуючих потужностей. При цьому необхідно враховувати, що робота СЕС не забезпечує виробництво електроенергії в часи піку ïï використання. Це посилює нерівномірність роботи ОЕС. Тому, компенсуючи потужності повинні мати велику складову пікової, яка не компенсується діючими ГЕС, а будівництво ГАЕС досі не завершено, а також не заплановане в необхідному обсязі в Енергетичній стратегії України (ЕСУ) [2]. Крім того, слід враховувати нерівномірне споживання електроенергії регіонами, що потребує для зменшення втрат електроенергії в мережах, розглянути раціональне розміщення компенсуючих та пікових потужностей, забезпечення їх паливом в залежності від обраних типів обладнання.

При вирішенні цих проблем слід враховувати можливості діючих електростанцій (ТЕС та АЕС), розташованих у різних регіонах, взяти на себе функції часткової компенсації недовиробітку електроенергії ВЕС та СЕС [18, 19].

Збір інформації про діючи ВЕС та СЕС показав, що більшість ВЕС побудовано у Миколаївській, Херсонській та Запорізькій областях. Найбільш потужна – це Ботієвська ВЕС, яка розташована у селищі Ботієво Приазовського району. Її потужність складає 200 МВт, побудована у 2012 році. При експлуатації цієї ВЕС упродовж 20 років можливо зекономити 34,8 млн. т вугілля. Кожен рік роботи станції дозволяє знизити шкідливі викиди приблизно на 730 тис. т СО₂. На Ботієвській станції використовується 65 турбін датської компанії VESTAS. Висота башти однієї турбіни складає 94 метри, а загальна висота конструкції – 149 метрів.

У грудні 2018 року підписано договір з компанією VESTAS про будівництво Орловської ВЕС у Запорізькій області. Її вітропарк буде складатись з 26 турбін потужністю 3,8 МВт кожна. Кількості електроенергії, що буде вироблятися цією ВЕС буде достатньо для забезпечення потреби в електроенергії 200 тисяч домогосподарств області. Генерація Орловською ВЕС скоротить викиди CO₂ діючих електростанцій ~ на 400 тис. т на рік.

Що стосується СЕС, то лідерами сонячної енергетики є Запорізька область (152 МВт), Миколаївська область (132 МВт), Одеська і Херсонська області (272,11 МВт) та Київська область (76,3 МВт). Останнім часом спостерігається значний інтерес до використання сонячної енергії приватними домогосподарствами.

За даними Держенергоефективності кількість домашніх сонячних електростанцій в Україні за останні 4 роки збільшилось у 375 разів, а з початку 2019 року 1400 українських родин встановили домашні СЕС. Всього за станом на 1 липня 2019 року кількість приватних СЕС складає приблизно 12 тисяч одиниць загальною потужністю 280 МВт. Розвиток ВЕС та СЕС в Україні було забезпечено за рахунок адміністративно встановлених високих тарифів. Так на сьогодні тариф на сонячну електроенергію складає 12-14 євроцентів за 1 кВт-год, а вітрову – 4,5-10 євроцентів. Для порівняння: сьогодні тариф на електроенергію, яка вироблена українськими атомними станціями складає близько 1,7 євроцента, а на електроенергію теплових електростанцій – близько 5,5 євроцента. Тому, з кінця 2018 року в енергетичній сфері виникло питання щодо необхідність введення аукціонів у «зеленій» енергетиці. Система «зелених» аукціонів діє у багатьох країнах і дозволяє знизити ціни на «зелену» енергетику. Головна ідея «зелених» аукціонів полягає у визначенні найнижчої ціни для споживачів електроенергії.

25 квітня 2019 року Верховною Радою був

Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 2'2019 прийнято законопроект № 8449-д про впровадження «зелених» аукціонів для поновлюваних джерел енергії з 01.01.2020 р. Документ дозволить істотно знизити ціну кіловат-години «зеленої» генерації і відмовитися від високих фіксованих «зелених» тарифів [20].

Крім того, законопроект вводить квоти на спорудження нових електростанцій, що є досить актуальним заходом в умовах назрілої загрози перегріву ринку ВДЕ в Україні. Йдеться про те, що енергосистема незабаром може виявитися технічно нездатною «перетравити» всі потужності відновлюваної генерації.

Остаточне ухвалення закону, разом із виконанням інших заходів, дозволить збалансувати темпи розвитку «зеленої» генерації відповідно до можливостей енергетичної галузі, а також платоспроможності споживачів.

Також, у «зеленій» енергетиці назріла ще одна проблема, яка потребує негайного вирішення. Так, кліматичні умови України не дають змоги використовувати енергію сонця і вітру цілий рік. Восени та взимку спостерігається нерівномірність швидкості вітру, а сонячна енергія значно зменшується у зимовий період та залежить від хмарності. Таким чином, робота СЕС та ВЕС потребує компенсуючих потужностей, які б змогли оперативно заповняти дефіцит електроенергії у енергосистемі.

Висновки. Проаналізувавши розташування ВЕС та СЕС України, ми дійшли висновку, що компенсуючими станціями можуть бути Запорізька АЕС, Хмельницька АЕС, Южно-Українська АЕС, Трипільська ТЕС та міські ТЕЦ обласних центрів з урахуванням їх стану та подовження терміну експлуатації, які розташовані неподалік від СЕС та ВЕС.

В подальшій роботі буде дана оцінка доцільних місць розташування нових ВЕС і СЕС, їх встановленої потужності для вироблення прийнятих в ЕСУ-2035 обсягів електроенергії та оцінка необхідних обсягів компенсуючих потужностей.

Список літератури

- Соловей О. І., Лега Ю. Г., Розен В. П., Ситник О. О., Чернявський А. В., Курбака Г. В. Нетрадиційні та поновлювані джерела енергії. Черкаси: ЧДТУ, 2007. 483 с.
- Енергетична стратегія України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність». URL: https:// www.kmu.gov.ua/ua/npas/250250456 (дата звернення: 12.10.2019).
- 3. Державна служба статистики України. URL: http://www.ukrstat.gov.ua (дата звернення: 12.10.2019).
- Кривцов В. С., Олейников А. М., Яковлев А. И. Неисчерпаемая энергия. Книга 2. Ветроэнергетика. Харьков: Нац. Аэрокосм. ун-т «ХАИ», Севастополь: Севаст. Нац. техн. ун-т, 2004. 519 с.
- 5. Энергетика: история, настоящее и будущее. Т. 4. Возобновляемая энергетика. Функционирование и развитие энергетики в современном мире. Киев, 2010. 612 с.
- Праховник А. В. Малая энергетика: распределенная генерация в системах энергоснабжения. Киев: Освита Украины, 2007. 464 с.
- Кудря С. О. Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії. Київ: НТУУ «КПІ», 2012. 492 с.
- Генерация электроэнергии возобновляемыми источниками. URL: https://kosatka.media/category/vozobnovlyaemaya-energia/analytics/ generacii-elektroenergii-iz-vie-v-aprele-2019 (дата обращения: 14.10.2019).
- 9. Безруких П. П. Использование энергии ветра. Техника,

экономика, экология. Москва: Колос, 2008. 196 с.

 Мхитарян Н. М. Энергетика нетрадиционных и возобновляемых источников. Киев: Наукова думка, 1999. 314 с.

- Клавдиенко В. П., Тарасов А. П. Нетрадиционная энергетика в странах ЕС: экономическое стимулирование развития. Энергия: экономика, техника, экология. 2006. № 9. С. 42–46.
- Кудря С. О. Комплексні енергетичні вузли на основі нетрадиційних джерел енергії: науково-технічний звіт. Київ, 2000. 178 с.
- Закон України № 2755-VІІІ. Про альтернативні джерела енергії. Київ: Верховна Рада України, 2003.
- 14. Динамика
 развития
 сектора
 ВИЭ.
 URL:

 https://kosatka.media/category/vozobnovlyaemaya-energia/analytics/
 razvitie-sektora-vie-vo-ii-kvartale-2019
 (дата
 обращения:

 12.10.2019).
 .
 .
 .
 .
 .
 .
 .
- Ветроэнергетика Украины: перспектива развития на ближайшие 20 лет. Киев: INFORSE Международная сеть по сбалансированной энергии, ГО «Енергія майбутнього століття», 1999. 10 с.
- 16. Безруких П. П. Возобновляемая энергетика: вчера, сегодня, завтра. Энергетические станции. 2005. № 2. С. 35–47.
- Закон. Про нове регулювання законодавства про відновлювані джерела енергії в системі енергопостачання. Бонн, 2004. 30 с.
- Щербина О. М. Енергія для всіх: технічний довідник з енергоощадності та відновних джерел енергії. Ужгород: Вид-во Валерія Падяка, 2007. 336 с.
- Кривцов В. С., Олейников А. М., Яковлев А. И. Неисчерпаемая энергия. Книга 3. Альтернативная энергетика. Харьков: Нац. Аэрокосм. ун-т «ХАИ», Севастополь: Севаст. Нац. техн. ун-т, 2006. 643 с.
- Зелено-угольный парадокс. Почему «чистая» энергетика в Украине уперлась в потолок. URL: http://www.dsnews.ua/ economics/na-poroge-peremen-pochemu-zelenaya-energetika-vukraine-26032018220000 (дата обращения: 14.10.2019).

References (transliterated)

- Solovey O. I., Leha Yu. H., Rozen V. P., Sytnyk O. O., Chernyavs'kyy A. V., Kurbaka H. V. *Netradytsiyni ta ponovlyuvani dzherela enerhiyi* [Non-traditional and renewable energy sources]. Cherkasy, ChDTU Publ., 2007. 483 p.
- Enerhetychna stratehiya Ukrayiny na period do 2035 roku "Bezpeka, enerhoefektyvnist', konkurentospromozhnist''' [Energy Strategy of Ukraine for the period up to 2035 "Security, Energy Efficiency, Competitiveness"]. Available at: https://www.kmu.gov.ua/ua/ npas/250250456 (accessed 12.10.2019).
- Derzhavna sluzhba statystyky Ukrayiny [State Statistics Service of Ukraine]. Available at: http://www.ukrstat.gov.ua (accessed 12.10.2019).
- Krivtsov V. S., Oleynikov A. M., Yakovlev A. I. Neischerpaemaya energiya. Kniga 2. Vetroenergetika [Inexhaustible energy. Book 2. Wind Energy]. Kharkov, Nats. Aerokosm. un-t "KhAI" Publ., Sevastopol, Sevast. Nats. tekhn. un-t Publ., 2004. 519 p.
- Energetika: istoriya, nastoyashchee i budushchee. T. 4. Vozobnovlyaemaya energetika. Funktsionirovanie i razvitie energetiki v sovremennom mire [Energy: history, present and future. Vol. 4. Renewable energy. The functioning and development of energy in the modern world]. Kiev, 2010. 612 p.

- Prakhovnik A. V. Malaya energetika: raspredelennaya generatsiya v sistemakh energosnabzheniya [Small energy: distributed generation in energy supply systems]. Kiev, Osvita Ukrainy Publ., 2007. 464 p.
- Kudrya S. O. *Netradytsiyni ta vidnovlyuvani dzherela enerhiyi* [Nontraditional and renewable energy sources]. Kyiv, NTUU "KPI" Publ., 2012. 492 p.
- Generatsiya elektroenergii vozobnovlyaemymi istochnikami [Generation of electricity by renewable sources]. Available at: https://kosatka.media/category/vozobnovlyaemaya-energia/analytics/ generacii-elektroenergii-iz-vie-v-aprele-2019 (accessed 14.10.2019).
- Bezrukikh P. P. Ispol'zovanie energii vetra. Tekhnika, ekonomika, ekologiya [The use of wind energy. Engineering, economics, ecology]. Moscow, Kolos Publ., 2008. 196 p.
- Mkhitaryan N. M. Energetika netraditsionnykh i vozobnovlyaemykh istochnikov [Energy of non-traditional and renewable sources]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1999. 314 p.
- Klavdienko V. P., Tarasov A. P. Netraditsionnaya energetika v stranakh ES: ekonomicheskoe stimulirovanie razvitiya [Nontraditional energy in EU countries: economic stimulation of development]. *Energiya: ekonomika, tekhnika, ekologiya.* 2006, no. 9, pp. 42–46.
- Kudrya S. O. Kompleksni enerhetychni vuzły na osnovi netradytsiynykh dzherel enerhiyi: naukovo-tekhnichnyy zvit [Complex energy centers based on non-traditional energy sources: scientific and technical report]. Kyiv, 2000. 178 p.
- Zakon Ukrayiny # 2755-VIII. Pro al'ternatyvni dzherela enerhiyi [Law of Ukraine no. 2755-VIII. About alternative energy sources]. Kyiv, The Verkhovna Rada of Ukraine Publ., 2003.
- Dinamika razvitiya sektora VIE [Dynamics of the RES sector development]. Available at: https://kosatka.media/category/ vozobnovlyaemaya-energia/analytics/razvitie-sektora-vie-vo-iikvartale-2019 (accessed 12.10.2019).
- Vetroenergetika Ukrainy: perspektiva razvitiya na blizhayshie 20 let [Wind energy of Ukraine: development prospect for the next 20 years]. Kiev, INFORSE Mezhdunarodnaya set' po sbalansirovannoy energii, HO "Enerhiya maybutn'oho stolittya" Publ., 1999. 10 p.
- Bezrukikh P. P. Vozobnovlyaemaya energetika: vchera, segodnya, zavtra [Renewable Energy: Yesterday, Today, Tomorrow]. *Energeticheskie stantsii*. 2005, no. 2, pp. 35–47.
- 17. Zakon. Pro nove rehulyuvannya zakonodavstva pro vidnovlyuvani dzherela enerhiyi v systemi enerhopostachannya [Law. On the new regulation of the legislation on renewable energy sources in the energy supply system]. Bonn, 2004. 30 p.
- Shcherbyna O. M. Enerhiya dlya vsikh: tekhnichnyy dovidnyk z enerhooshchadnosti ta vidnovnykh dzherel enerhiyi [Energy for all: a technical guide to energy saving and renewable energy]. Uzhhorod, Valeriya Padyaka Publ., 2007. 336 p.
- Krivtsov V. S., Oleynikov A. M., Yakovlev A. I. Neischerpaemaya energiya. Kniga 3. Al'ternativnaya energetika [Inexhaustible energy. Book 3. Alternative Energy]. Kharkov, Nats. Aerokosm. un-t "KhAI" Publ., Sevastopol, Sevast. Nats. tekhn. un-t Publ., 2006. 643 p.
- Zeleno-ugol'nyy paradoks. Pochemu "chistaya" energetika v Ukraine uperlas' v potolok [Green-coal paradox. Why "clean" energy in Ukraine rested on the ceiling]. Available at: http:// www.dsnews.ua/economics/na-poroge-peremen-pochemu-zelenayaenergetika-v-ukraine-26032018220000 (accessed 14.10.2019).

Надійшла (received) 19.10.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Козлоков Олександр Юрійович (Козлоков Александр Юрьевич, Kozlokov Oleksandr) – кандидат технічних наук, Харківська ТЕЦ-5, головний інженер; п. Підворки, Харківський район, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0297-2781; e-mail: alexandr.kozlokov@tec5.kharkov.ua

Голощапов Володимир Миколайович (Голощапов Владимир Николаевич, Goloschapov Vladimir) – ІШМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2075-5326; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua

Котульська Ольга Валеріївна (Котульская Ольга Валерьевна, Kotulska Olga) – ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5902-9313; e-mail: katulska@ipmach.kharkov.ua

Парамонова Тетяна Миколаївна (Парамонова Татьяна Николаевна, Paramonova Tetyana) – IIIМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0067-801X; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ» СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ

Збірник наукових праць

№ 2′2019

Головний редактор: Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна Відповідальний секретар: Крупа Є. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна Технічні редактори: Фатєєва Н. М., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна; Рєзва К. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ» Кафедра «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49; e-mail: gmntukhpi@gmail.com

Підп. до друку 01.11.2019 р. Формат 60×90¼. Папір офсетний. Друк цифровий. Обл.-вид. арк. 10. Наклад 50. Зам. № . Ціна договірна.

Друкарня «ФО-П Дуюнова Т. В.» Свідоцтво про державну реєстрацію № 2475418720 від 19.11.2014 р. 61023, м. Харків, вул. Весніна, 12. тел. (057) 717-28-80, e-mail: promart_order@ukr.net