



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

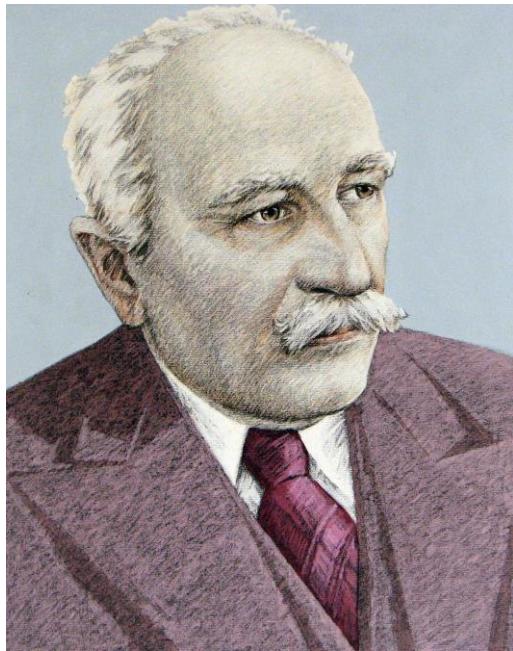
Vісник
Національного технічного університету
«ХПІ»

**Гіdraulічні
машини та
гідроагрегати**

17 (1293) 2018

Харків

The department «Hydraulic
machines» named
after academician
G.F. Proskura 104 years



The department «Hydraulic
machines» named
after academician
G.F. Proskura 104 years

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

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE
National technical university
«Kharkiv politehnik institute»

**Вісник Національного
технічного університету
«ХПІ». Серія: Гіdraulічні
машини та гідроагрегати**

№ 17 (1293)

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

**Bulletin of the National
Technical University «KhPI».
SERIES: Hydraulic machines
and hydraulic units**

№ 17 (1293)

Collection of scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2018

Kharkiv
NTU «KhPI», 2018

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідралічні машини та гідроагрегати = Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Х.: НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293) 2018. – 98 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 аналіз 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.

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

Мова статей – українська, англійська, російська

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідралічні машини та гідроагрегати внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженою рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідралічні машини та гідроагрегати включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі в наукометричні бази даних: Thomson Reuters, Open Journal Systems, SIS (Scientific Indexing Services, Texas, USA), Google Scholar; Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA), Index Copernicus.

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

Засновник
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»
Головний редактор
Сокол Є. І., д-р. техн. наук, професор, чл.-кор.
НАН України
Заст. головного редактора
Марченко А. П., д-р техн. наук, професор
Секретар
Горбунов К. О., канд. техн. наук, доцент

Редакційна колегія серії
Відповідальний редактор:
Черкащенко М. В., д-р техн. наук, професор
Відповідальний секретар:
Крупа Євгеній Сергійович, канд. техн. наук,
доцент
Члени редколегії:
Гнесін В. І., д-р техн. наук, професор
Лур'є З. Я., д-р техн. наук, професор
Мацевитий Ю. М., д-р техн. наук, професор,
академік НАН України
Мигущенко Р. П., д-р техн. наук, професор
Потетенко О. В., канд. техн. наук, доцент
Русанов А. В., д-р техн. наук, професор, чл.-кор.
НАН України
Солодов В. Г., д-р техн. наук, професор
Степанов М. С., д-р техн. наук, професор
Шубенко О. Л., д-р техн. наук, професор, чл.-кор.
НАН України
Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor
Peter Lampart, Dr. Sc., Professor
Romuald Rzadkowski, Dr. Sc., Professor
Jaroslaw Stryczek, Dr. Sc., Professor
Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Founder
National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"
Editor-in-chief
Sokol E. I., Dr. Sc., Professor, Corresponding
Member of NAS of Ukraine
Deputy editor-in-chief
Marchenko A. P., Dr. Sc., Professor
Secretary
Gorbunov K. O., PhD, Associate Professor

Editorial staff
Associate editor:
Cherkashenko M., Dr. Sc., Professor
Executive secretary:
Krupa E. S., PhD, Associate Professor
Editorial staff members:
Gnesin V., Dr. Sc., Professor
Lurie Z. Ya., Dr. Sc., Professor
Matsevity Yu. M., Dr. Sc., Professor, academician of
NAS of Ukraine
Myguschenko R. P., Dr. Sc., Professor
Potetenko O. V., PhD, Associate Professor
Rusanov A. V., Dr. Sc., Professor, Corresponding
Member of NAS of Ukraine
Solodov V. G., Dr. Sc., Professor
Stepanov M. S., Dr. Sc., Professor
Shubenko O. L., Dr. Sc., Professor, Corresponding
Member of NAS of Ukraine
Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor
Peter Lampart, Dr. Sc., Professor
Romuald Rzadkowski, Dr. Sc., Professor
Jaroslaw Stryczek, Dr. Sc., Professor
Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 5 від 22 травня 2018 р.

**ФУНДАМЕНТАЛЬНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ**

FUNDAMENTALS

A. В. РУСАНОВ, О. Н. ХОРЕВ, П. Н. СУХОРЕБРЫЙ, В. Н. ДЕДКОВ

РАЗРАБОТКА И РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НАСОС-ТУРБИНЫ ДЛЯ УСЛОВИЙ КАНЕВСКОЙ ГАЭС

Представлено результаты разработки проточной части радиально-осевой насос-турбины підвищеної швидкохідності на напір до 120 м для умов Канівської ГАЕС. За допомогою програмного комплексу *IPMFlow* виконано чисельне дослідження просторової в'язкої течії рідини в решетках направляючого апарату і робочого колеса в турбінному режимі роботи. Проведено аналіз структури потоку і втрат енергії в цих елементах проточній частини при чотирьох значеннях витрати.

Ключові слова: насос-турбина, проточна частина, просторова течія, структура потоку, втрати енергії.

Представлены результаты разработки проточной части радиально-осевой насос-турбины повышенной быстроходности на напор до 120 м для условий Каневской ГАЭС. С помощью программного комплекса *IPMFlow* выполнено численное исследование пространственного вязкого течения жидкости в решетках направляющего аппарата и рабочего колеса в турбинном режиме работы. Проведен анализ структуры потока и потерь энергии в этих элементах проточной части при четырех значениях расхода.

Ключевые слова: насос-турбина, проточная часть, пространственное течение, структура потока, потери энергии.

The results of the development of a flow part of radial-axial pump-turbine of high specific speed at head up to 120 m for the conditions of the Kanevskaya PSPP are presented. Profiling of the runner blade by method of solving the differential equation of the current streamlet in the plan has been carried out. A numerical study of the spatial viscous fluid flow in the computational domain including guide vanes and a runner in a turbine operating mode using the software program *IPMflow* has been performed. The fluid flow simulation on basis of numerical integration of the Reynolds equations with an additional term containing artificial compressibility has been implemented. The differential two-parameter model of Menter (SST) has been applied to take into account turbulent effects. Numerical integration of the equations is carried out using an implicit quasi-monotone Godunov type scheme of second - order accuracy in space and time. The flow pattern and energy losses in these elements of flow part at four values of discharge has been analyzed.

Keywords: pump-turbine, flow part, spatial flow, flow structure, energy loss.

Введение. В мире основной технологией для регулирования и маневрирования мощностью энергосистем является гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС). По данным Международного энергетического агентства, в 2013 году доля ГАЭС среди всех накопителей энергии составляла 99 %, а ее суммарная мощность 141 ГВт. Мощность ГАЭС в европейских странах достигла 45 ГВт и продолжает увеличиваться – в Швейцарии строится станции Linth-Limmern мощностью 1 ГВт и Nant de Drance мощностью 900 МВт, в Португалии – Venda Nova III мощностью 736 МВт и другие (<http://www.dsnews.ua/economics/bez-vody-nikak-pochemu-pri-dvizhenii-v-evropu-i-gaes-net-31082017100000>).

В Украине решить проблему с дефицитом регулирующих мощностей в Объединенной энергосистеме можно за счет введения в действие новых блоков ГАЭС. Это позволит снизить количество пусков блоков ТЭС, стабилизировать их нагрузки и повысить их КПД, а также сэкономить газ и электроэнергию, что очень актуально в украинских реалиях. Годовой эффект от использования только одного гидроагрегата Днестровской ГАЭС мощностью 324 МВт составляет в среднем \$ 35 млн. В использовании ГАЭС является и экологический плюс – эксплуатация трех гидроагрегатов Днестровской ГАЭС сокращает выбросы диоксида углерода на 180 тыс. т в месяц, SO₂ на 2,3 тыс. т, а пыли на 700 т.

При этом гидроэнергетика, как один из видов возобновляемой низкоуглеродистой энергетики, отвечает природоохранным директивам ЕС и поддерживается Парижским соглашением по климату, которое Украина подписала в апреле 2016 года.

Ввод в эксплуатацию второй очереди

Днестровской ГАЭС (4 гидроагрегата) увеличит ее суммарную мощность до 2268 МВт, а доля маневренных мощностей в ОЭС Украины вырастет на 4,35 %. Разработка и введение в эксплуатацию четырех агрегатов Каневской ГАЭС суммарной мощностью в генерирующем режиме 1000 МВт увеличит долю маневренных мощностей еще на 1,92 %. Таким образом, ввод в эксплуатацию двух указанных ГАЭС повысит долю маневровых мощностей до 15-16 % от суммарной, что соответствует требованиям надежной работы ОЭС.

Создание эффективного гидротурбинного оборудования для ГАЭС является важной научно-технической проблемой, для решения которой необходимо разрабатывать и совершенствовать современные методы расчета, исследования и анализа рабочего процесса в насос-турбинах.

В статье представлены результаты разработки проточной части радиально-осевой насос-турбины повышенной быстроходности на напор до 120 м для условий Каневской ГАЭС. Строительство этого объекта предусмотрено Программой развития гидроэнергетики Украины на период до 2026 года, утвержденной Кабинетом Министров 13 июля 2016 г. № 552-р.

Приведены результаты численного исследования пространственного вязкого течения жидкости в решетках направляющего аппарата (НА) и рабочего колеса (РК) в турбинном режиме работы. Выполнен анализ структуры потока и потерь энергии в этих элементах проточной части при четырех значениях открытия НА и расхода.

1. Параметры проточной части. Проточная часть радиально-осевой насос-турбины Каневской

ГАЭС разрабатывалась с учетом выполненных ранее в ИПМаш НАН Украине расчетных и экспериментальных исследований на гидродинамических стендах моделей радиально-осевых насос-турбины, в том числе и для Днестровской и модернизированной Киевской ГАЭС [1].

В соответствии с техническим заданием насос-турбины Каневской ГАЭС проектировались на следующие основные параметры:

Частота вращения, мин ⁻¹	150
Напор расчетный в турбинном режиме, м:	95
Напоры расчетный в насосном режиме, м:	106,5
Мощность в турбинном режиме, МВт	250
Мощность в насосном режиме, МВт	≈240
Подача, м ³ /с	236,1
Высота всасывания, м	-17,5

Проточная часть насос-турбины Каневской ГАЭС состоит из спиральной камеры, статора, НА, РК и отсасывающей трубы.

Сpirальная камера с круглыми меридиональными сечениями, рассчитанными по закону $V_u = const$, где V_u – окружная составляющая скорости потока. Угол охвата в плане спирали $\Phi_{сп} = 360^\circ$. Скоростной коэффициент во входном сечении спирали $K = V_{bx}/H_{T\text{расч}} = 0,97$, где V_{bx} – скорость потока во входном сечении спирали, а $H_{T\text{расч}}$ – расчетный напор в турбинном режиме [2].

Решетка статора состоит из 20 колонн, включая зуб спирали. Профиль колонны небольшой положительной кривизны. Радиальный НА состоит из 20 лопаток положительной кривизны, высотой $b_0 = 0,25D_1$ (где D_1 – диаметр РК). Диаметр расположения осей поворота лопаток $D_0 = 1,2D_1$. Распределение толщины по скелетной линии профиля принято как у профиля лопатки Днестровской ГАЭС [3]. Расчет, профилирование и исследование решетки статора и НА выполнено с использованием комплекса программ, разработанных в ИПМаш НАН Украины [4].

Выбор расчетных параметров насос-турбин, построение очертаний проточной части в меридиональной проекции, и проектирование рабочего колеса выполнены с учетом рекомендаций [5, 6, 7]. В качестве расчетных режимных параметров выбраны приведенный расход $Q'_1 = 620 \text{ л/с}$ и приведенная частота вращения $n'_1 = 82 \text{ мин}^{-1}$ в турбинном режиме.

Рабочее колесо имеет девять лопастей $z_1 = 9$, угол охвата лопасти в плане на периферии $\phi = 85,5^\circ$. Диаметр горловины РК $D_{bx} = 0,85D_1$, угол наклона напорной кромки лопасти – 40° . Профилирование лопасти РК проведено методом решения дифференциального уравнения линии тока в плане $d\theta = \frac{ds}{rtg\beta}$. Полный угол охвата θ определялся

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{ds}{rtg\beta} = \theta$$

интегралом $\theta = \int_{r_1}^{r_2} \frac{ds}{rtg\beta}$. Принимая во внимание, что установить аналитическую зависимость между углом

Bulletin of the National Technical University «KhPI».

Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 17 (1293) 2018

лопасти β_{li} и радиусом r_i нет возможности, приведенный выше интеграл решается методом численного интегрирования.

Отсасывающая труба выполнена с коленом типа КУ-3РО и габаритными размерами: высота $h = 3,15D_1$, длина $l = 4,5D_1$.

Для разработанной проточной части насос-турбины проведены численные исследования течения жидкости в расчетной области, включающей НА и РК, в турбинном режиме работы. Исследования выполнены с помощью программного комплекса *IPMFlow*, позволяющего моделировать пространственные вязкие течения несжимаемой жидкости в проточных частях гидромашин.

2. Математическая модель. В программном комплексе *IPMFlow* моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части гидромашин выполнено 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 проточной части выполнена с помощью неструктурированной сетки с шестиугольными ячейками. Число ячеек в одном межлопаточном канале в решетке НА – 415 тыс., а в одном межлопастном канале в решетке РК – 829 тыс.

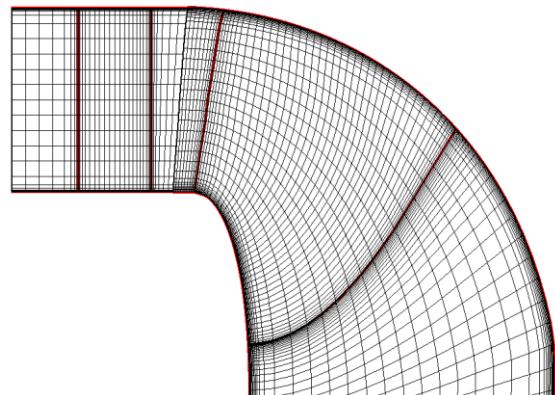


Рис. 1 – Расчетная сетка в области НА и РК, меридиональная проекция

Условия, задаваемые на границах расчетной области:

- на входе в решетке НА – вектор скорости потока, соответствующий необходимому расходу;
- на стенке – условие прилипания (скорость равна нулю);
- на выходе из канала решетки РК – статическое давление.

Подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [8, 9].

Численные исследования проведены для модели с диаметром РК $D_1 = 1 \text{ м}$ при напоре $H=1 \text{ м}$ для четырех положений открытия НА и соответствующих

им прогнозным значениям приведенного расхода Q'_1 и частоты вращения n_1' (табл. 1).

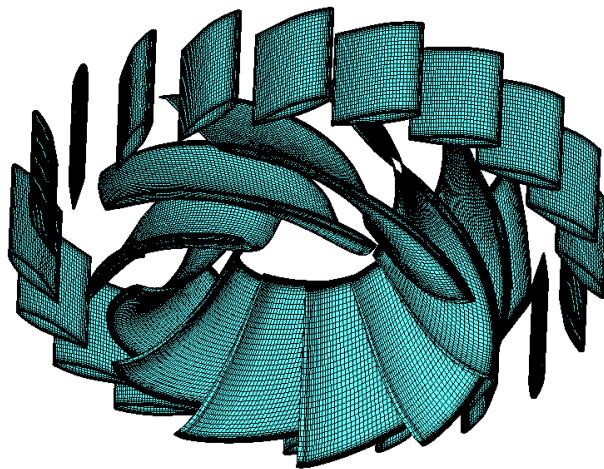


Рис. 2 – Расчетная сетка на лопатках НА и лопастях РК исследуемой проточной части

Таблица 1. – Режимные параметры при расчетных исследованиях

Параметры	Режимы			
	1	2	3	4
a_0 , мм	46	54	62	70
Q'_1 , л/с	450	550	620	700
n_1' , мин ⁻¹	82	82	82	82

3. Результаты расчетного исследования. На рис. 3 приведено распределение скорости потока в области НА и РК в меридиональной проекции при разных значениях ширины канала: среднего сечения (50 % ширины канала), вблизи стороны разрежения (10 %) и давления лопасти (90 %) при значении расхода $Q'_1 = 620$ л/с приведено на рис. 3.

Как видно из рисунка, значения скорости потока в РК по ширине канала возрастают от втулки к периферии. При повороте потока от радиального

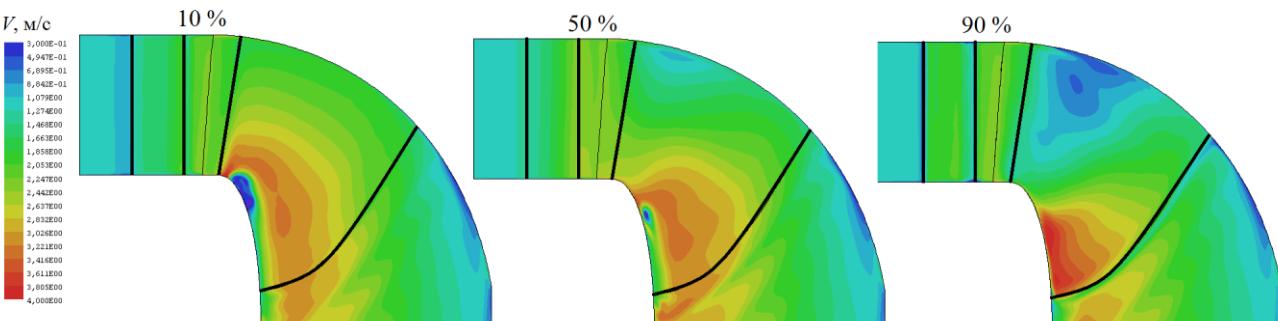


Рис. 3 – Распределение скорости потока в области НА и РК в меридиональной проекции при оптимальном значении расхода $Q'_1=620$ л/с.

направления к осевому вблизи стороны разрежения лопасти наблюдается небольшая область снижения значений скорости. По ширине канала эта область незначительна и уже в средней части канала (50 %) практически отсутствует. На стороне давления лопасти (90 %) в районе напорной кромки имеются зоны с пониженным уровнем скорости.

Распределение скорости потока в области НА и РК в тангенциальных сечениях во втулочной области (10 % высоты канала), в середине канала (50 %) и периферийной зоне (90 %) при расходе $Q'_1 = 620$ л/с приведено на рис. 4. Распределение скорости в среднем сечении достаточно равномерное. Более высокий уровень скоростей наблюдается в периферийной зоне. На периферии, на стороне разрежения, в области за напорной кромкой наблюдается зона с пониженным уровнем скоростей.

Обтекание решетки НА при оптимальном открытии $a_0 = 62$ мм как по ширине канала (рис. 3), так и по высоте (рис. 4) безотрывное.

Характеристики потока за РК на входе в отсасывающую трубу в виде распределения меридиональной V_m и окружной V_u составляющих скорости для оптимального значения расхода $Q'_1 = 620$ л/с, представлены на рис. 5.

Меридиональная (расходная) V_m составляющая скорости потока практически постоянна по ширине канала, ее значения несколько снижаются только в области втулки и периферии. Значения окружной составляющей скорости, характеризующей сработку циркуляции потока в РК, в середине канала близки к нулю, а в области втулки и в большей степени на периферии наблюдается положительная закрутка потока.

Изменение потерь энергии в решетках НА и РК при четырех расчетных значениях расхода представлено на рис. 6. В НА потери энергии с увеличением открытия уменьшаются, так как уменьшается значение скорости потока. При расчетном режиме $Q'_1 = 620$ л/с потери в НА равны 1,6 %. В РК потери энергии с увеличением открытия растут, их значение при расчетных режимных параметрах составляет 2,3 %.

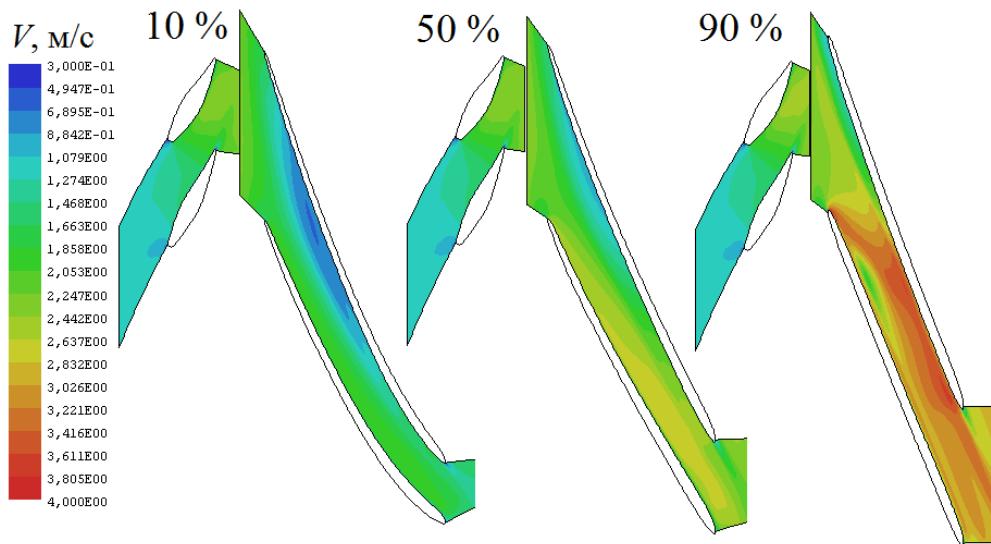


Рис. 4 – Распределение скорости потока V в области НА и РК в тангенциальном сечении при оптимальном значении расхода $Q'_t = 620$ л/с.

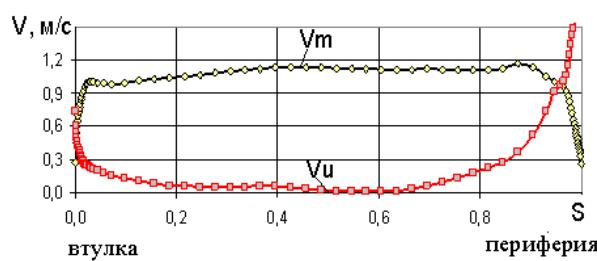


Рис. 5 – Распределение меридиональной V_m и окружной V_u составляющих скорости потока за РК

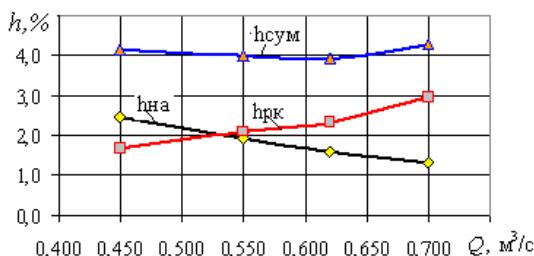


Рис. 6 – Потери энергии в направляющем аппарате и рабочем колесе

Минимальные суммарные потери энергии в расчетной области, включающей НА и РК, получены при расходе $Q'_t \approx 620$ л/с, что полностью соответствует расчетным параметрам при проектировании РК насос-турбины, и равны 3,9 %.

Выводы. Для условий Каневской ГАЭС на напор до 120 м разработана проточная часть радиально-осевой насос-турбины повышенной быстроходности.

Выполненное численное исследование течения жидкости в решетках НА и РК в турбинном режиме работы позволило получить данные о структуре пространственного потока и гидравлических потерях,

свидетельствующих о высоких энергетических качествах разработанной проточной части. В оптимуме потери в НА равны 1,6 %, в РК – 2,3 %. Минимальные суммарные потери энергии в расчетной области получены при расходе $Q'_t \approx 620$ л/с и равны 3,9 %.

Список литературы

1. Агабалов Е. С. Разработка и исследование моделей обратимой гидромашины для Днестровской ГАЭС / Е. С. Агабалов, Б. К. Вапник, И. С. Веремеенко [и др.] // Проблемы машиностроения. – 1994. – вып. 40. – С. 8–12.
2. Сухоребрий П. Н. Расчет спиральных камер радиально-осевых обратимых гидромашин / П. Н. Сухоребрий // Вісник НТУ «ХПІ» Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – 2001. – вип. 129, Ч 1.1. – С. 79–89.
3. Сухоребрий П.Н. Оценка влияния параметров статора и направляющего аппарата на энергетические характеристики радиально-осевых обратимых гидромашин / П. Н. Сухоребрий // Проблемы машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 2, – С. 107–112.
4. Сухоребрий П. Н. Комплекс программ по расчету, профилированию и исследованию решетки направляющего аппарата гидротурбин и обратимых гидромашин / П. Н. Сухоребрий, Л. Л. Меньшикова // Проблемы машиностроения. – 2002. – Т. 5, № 2. – С. 33 – 40.
5. Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров Н=70–700 м // Проблемы машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 1. – С. 7–11.
6. Гнесин В. И. Комплекс программ для расчета радиально-осевых рабочих колес гидромашин / В. И. Гнесин, В. Н. Дедков, О. Н. Хореев // Проблемы машиностроения. – 2007.– Т. 10, № 2, С. 9–14.
7. Дедков В.Н. Автоматизация профилирования рабочих колес радиально-осевых гидротурбин / В. Н. Дедков, О. Н. Хореев // Вестник НТУ "ХПІ". – 2002. – Т. 10, № 9. – С. 29–35.
8. Русанов А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 5. – С 4–7.
9. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Еришов. – Х.: Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. – 275 с.

References (transliterated)

1. Agibalov, E. S., B. K. Vapnik, I. S. Veremeenko, et al. "Development and study of models of a reversible hydraulic machine for the Dniester PSPP." *Probl. mashinostroyeniya* 40 (1994): 8–12. Print.
2. Sukharebryy, P. N. "Raschet spiral'nykh kamer radial'no-osevykh obratimykh gidromashin" *Visnyk NTU "KhPI"* Ser.: *Gidravlichni mashini ta hidroagregati*. No. 129.1. Kharkiv: NTU "KhPI", 2001. 79–89. Print.
3. Sukharebryy, P. N. "Otsenka vliyaniya parametrov statora i napravlyayushchego apparata na energeticheskiye kharakteristiki radial'no-osevykh obratimykh gidromashin" *Probl. mashinostroyeniya* 6.2 (2003): 107–112. Print.
4. Sukharebryy, P. N. and L. L. Men'shikova "Kompleks programm po raschetu, profilirovaniyu i issledovaniyu reshetki napravlyayushchego appara gidroturbin i obratimykh gidromashin." *Probl. mashinostroyeniya* 5.2 (2002): 33–40. Print.
5. Dedkov, V. N. "Opredeleniye raschetnykh parametrov obratimykh gidromashin dlya diapazona naporov H = 70–700 m" *Probl. mashinostroyeniya* 11.1 (2008): 7–11. Print.
6. Gnesin, V. I., V. N. Dedkov, and O. N. Khorev "Kompleks programm dlya rascheta radial'no-osevykh rabochikh koles gidromashin." *Probl. mashinostroyeniya* 10.2 (2007): 9–14. Print.
7. Dedkov V.N. and O. N. Khorev "Avtomatizatsiya profilirovaniya rabochikh koles radial'no-osevykh gidroturbin." *Visnyk NTU "KhPI"*. No 9.10. 2002. 29–35. Print.
8. Rusanov A. V. and D. Yu Kosjanov "Chislennoe modelirovaniye techeniy vyazkoy neszhimaemoy zhidkosti s ispol'zovaniem neyavnoy kvazimonotonnoy skhemy Godunova povyshennoy tochnosti." *Vostochno-Europejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 5 (2009): 4–7. Print.
9. Rusanov, A. V. and S. V. Ershov *Matematicheskoe modelirovaniye nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashin*. Kharkov: Int' probl. mashinostroen. NAN Ukrayiny, 2008. Print.

Поступила (received) 15.04.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Разработка и расчетное исследование проточной части насос-турбины для условий Каневской ГАЭС / А. В. Рusanов, О. Н. Хорев, П. Н. Сухоребрый, В. Н. Дедков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 4–8. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Разработка и расчетное исследование проточной части насос-турбины для условий Каневской ГАЭС / А. В. Рusanов, О. Н. Хорев, П. Н. Сухоребрый, В. Н. Дедков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С.4–9. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Development and design study of the flow part of the pump turbine for the conditions of the Kaniv PSPP // A. V. Rusanov, O. N. Khoryev, P. N. Sukharebryi, V. N. Dedkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – No. 17 (1293). – P. 4–9. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Русанов Андрій Вікторович – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, директор ІПМаш НАН України м. Харків; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

Русанов Андрей Викторович – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, профессор, директор ИПМаш НАН Украины г. Харьков; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

Rusanov Andrey Viktorovich – Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Director IPMach NAS of Ukraine, Kharkov, tel.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

Хорев Олег Миколайович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник, м. Харків; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: khorev@ipmach.kharkov.ua.

Хорев Олег Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, старший научный сотрудник, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: khorev@ipmach.kharkov.ua.

Khorev Oleg Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, IPMach NAS of Ukraine, Senior Research Fellow, Kharkov; tel.: (057) 349-47-91; e-mail: khorev@ipmach.kharkov.ua.

Сухоребрый Петро Миколайович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник, м. Харків; тел.: (057) 349-47-70; e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

Сухоребрый Петр Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, старший научный сотрудник, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-70; e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

Sukharebryi Petr Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, IPMach NAS of Ukraine, Senior Research Fellow, Kharkov; tel.: (057) 349-47-70; e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

Дедков Валерій Миколайович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник, м. Харків; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: dedkov@ipmach.kharkov.ua.

Дедков Валерий Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, старший научный сотрудник, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: dedkov@ipmach.kharkov.ua.

Dedkov Valery Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, IPMach NAS of Ukraine, Senior Research Fellow, Kharkov; tel.: (057) 349-47-91; e-mail: dedkov@ipmach.kharkov.ua

A. Л. ШУБЕНКО, А. В. СЕНЕЦКИЙ, В. П. САРАПИН, Н. Ю. БАБАК, С. В. РОГОВОЙ

ВЫБОР И РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПАРОТУРБИННЫХ ЦИКЛОВ НА НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

Пропонується рішення задачі оцінки масогабаритних характеристик теплообмінного обладнання, що входить до складу теплової схеми на низькокиплячих робочих тілах. З метою зменшення витрат на проектування при реалізації теплової схеми розглянуто можливість використання наявного у нафтохімічній промисловості типоряду теплообмінного обладнання. Побудовано розрахункову модель теплообмінного обладнання, що входить до складу паротурбінного циклу на низькокиплячих робочих тілах і проведено розрахункові дослідження з визначення його основних характеристик. Отримано, що використання такого підходу дозволяє підібрати відповідний тип теплообмінника і оцінити його масогабаритні характеристики. Визначено основні показники теплообмінників, які служать для подальшої оцінки технічних та економічних можливостей реалізації теплових схем на різних робочих тілах.

Ключові слова: енергозбереження, енергетична установка на біопаливі, математичне моделювання, низькокипляче робоче тіло, теплова схема, теплообмінне обладнання, масові та габаритні характеристики.

Предлагается решение задачи оценки массогабаритных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы на низкокипящих рабочих телах. С целью уменьшения затрат на проектирование при реализации тепловой схемы рассмотрена возможность использования, имеющегося в нефтехимической промышленности типоряда теплообменного оборудования. Построена расчетная модель теплообменного оборудования, входящего в состав паротурбинного цикла на низкокипящих рабочих телах и проведены расчетные исследования по определению его основных характеристик. Получено, что использование такого подхода позволяет подобрать соответствующий тип теплообменника и оценить его массогабаритные характеристики. Определены основные показатели теплообменников, которые служат для дальнейшей оценки технических и экономических возможностей реализации тепловых схем на различных рабочих телах.

Ключевые слова: энергосбережение, энергетическая установка на биотопливе, математическое моделирование, низкокипящее рабочее тело, тепловая схема, теплообменное оборудование, массовые и габаритные характеристики.

A solution is proposed for estimating the mass-size characteristics of the heat exchange equipment included in the heat scheme on low-boiling working fluids. In order to reduce the cost of design in the implementation of the thermal schemes the possibility of using existing in the petrochemical industry type series of heat exchange equipment. A model is developed for calculating the heat-exchange equipment included in the steam-turbine cycle on low-boiling working fluids and to determine their main characteristics calculation studies were carried out. It is received, that use of such approach allows to choose the appropriate type of the heat exchanger and to estimate its weight and size characteristics. The main indicators of heat exchangers are determined, which serve to further assess the technical and economic feasibility of implementing heat schemes on different working fluids.

Keywords: energy saving, biofuel power plant, mathematical modeling, low boiling working fluid, thermal scheme, heat exchange equipment, mass and dimensional characteristics.

Введение. Использование ископаемых топливных ресурсов увеличивается во всем мире, что влечет за собой уменьшение их запасов. Это приводит к необходимости поиска решений, позволяющих более эффективно реализовывать технологические процессы с целью рационального расходования топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) [1, 2]. Существует целый ряд решений, направленных на решение данной задачи, одним из которых является глубокое использование тепла сжигаемого топлива, т. е. утилизация вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) технологических процессов для получения дополнительной электрической энергии [3–7]. Другим немаловажным направлением является реализация энергетических установок при сжигании биотоплив [2, 7–9].

В мировой практике все большее внимание уделяется такому направлению исследований как паротурбинные циклы на низкокипящих рабочих тела (НРТ) [7, 10–12]. Тепловые схемы на НРТ являются универсальными, т.к. могут использоваться для выработки электроэнергии за счет использования ВЭР малого потенциала, которые на большинстве промышленных предприятий не используются (уходящие газы топливоиспользующих технологических процессов и так далее) [13], а также при создании

энергетических установок малой мощности на основе сжигания возобновляемых топливных ресурсов [14].

В литературных источниках активно рассматриваются преимущества и недостатки замкнутых паротурбинных циклов на НРТ, однако малое внимание уделяется оценке массогабаритных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы (например, конденсатор, рекуператор, испаритель) [15–17]. Вместе с тем, выбор составных элементов тепловой схемы играет важную роль при компоновке энергетической установки, оценке целесообразности и технической возможности реализации таких циклов.

Таким образом, в работе на основе анализа литературных источников, описывающих паротурбинные циклы на НРТ, поставлена задача оценки массогабаритных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав двухкаксадной тепловой схемы на низкокипящем рабочем теле. Для уменьшения капитальных вложений на реализацию проекта рассмотрена возможность использования теплообменного оборудования (испарителей, рекуператоров, конденсаторов), имеющегося в нефтехимической промышленности.

Расчетные исследования теплообменников

выполнены с учетом термодинамических свойств и особенностей применяемых рабочих тел.

Метод исследования. В зависимости от параметров и объема источника теплоты для реализации паротурбинного цикла выбирается рабочее тело, обладающее соответствующими термодинамическими и физическими характеристиками. Рабочие тела в таких циклах могут быть различными (вода, фреоны и т. д.), при этом расчет физических процессов в тепловых схемах и ее составных элементах необходимо осуществлять с максимально точным определением их физических свойств. Базовым уравнение определения свойств различных веществ является уравнение Ван-дер-Ваальса [18]. В настоящее время разработано большое количество модификаций этого уравнения [19, 20], имеющих разную степень сложности (Редлиха-Конга, Патела-Тея, 11-коэффициентное уравнение Старлинга-Хаана и другие – более сложные), однако их применение усложняет и затрудняет расчет из-за большого количества коэффициентов.

Для описания поведения нормальных углеводородов и их смесей наиболее популярным является уравнение, опубликованное Робинсоном и Пенгом в 1976 году (Peng-Robinson) [21, 22]

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

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

где P – давление, МПа; T – температура, К; v – молярный объем, $\text{м}^3/\text{кмоль}$; R – газовая постоянная, $\text{кДж}/(\text{кмоль}\cdot\text{К})$; a , b – постоянные коэффициенты, определенные для любого рабочего тела; $\alpha(T)$ – универсальная функция, зависящая от двух индивидуальных параметров, характеризующих свойства той или иной конкретной жидкости: критической температуры (T_c) 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 [23, 24].

Проведены расчетные исследования тепловых схем с учетом характеристик низкокипящих рабочих тел. Структура построения расчетной модели базируется на общих уравнениях тепловых балансов [25]. Модель представляет собой совокупность составных объектов, в основе которых лежит структурное описание тепловой схемы в целом, т. е. представление ее в виде компонент и связей между ними. Такой подход к моделированию энергетических установок позволяет проводить расчетные исследования тепловых схем с различными рабочими телами и различной компоновкой составных объектов. При этом составные элементы паротурбинного цикла, оцениваются как "черный ящик" (вход – выход тепловых потоков).

Расчет тепловой схемы позволил определить мощность электрогенерирующей установки с учетом принятых ограничений и оценить параметры теплоносителя в контрольных точках. Эти результаты являются исходными для проведения расчетных исследований составных элементов тепловой схемы.

Турбинная установка, входящая в состав тепловой схемы энергетической установки может быть рассчитана с использованием современного и апробированного программного комплекса *IPMFlow*, разработанного в ИПМаш НАН Украины [26–28].

Для проведения расчетных исследований по определению характеристик теплообменников на низкокипящих рабочих телах разработан программный продукт, позволяющий оценивать габаритные размеры теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы и подбирать его из существующих (разработанных) типов теплообменников. Такое решение дает возможность снизить сроки изготовления и расходы на проектирование новых теплообменников. За базу берутся ГОСТы и технические условия (ТУ) производителей [29–31].

По значениям температур входа-выхода греющего и нагреваемого теплоносителей в теплообменном аппарате определяется температурный напор в нем

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

где Δt_1 – большее, а Δt_2 – меньшее значение из двух разностей температур:

- между входом греющего и выходом нагреваемого потоков;
- между выходом греющего и входом нагреваемого потоков.

С учетом физических характеристик теплоносителя вычисляется число Рейнольдса

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

где W – скорость потока, $\text{м}/\text{с}$; d – диаметр трубы, м ; v – кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$.

Вычисляем по критериальному уравнению теплообмена, в зависимости от характера движения среды в трубе, число Нуссельта

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

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

Определяется значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}.$$

Коэффициент теплопередачи определяется как

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{cm} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где R_{ct} – термическое сопротивление стенки, ($\text{м}^2\cdot\text{К}$)/Вт.

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 типовые участки

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

где ρ – плотность рабочей среды, $\text{кг}/\text{м}^3$; W – скорость газового потока, $\text{м}/\text{с}$; ζ – коэффициент сопротивления элементарного участка, i – порядковый номер элементарного участка, n – количество элементарных участков.

По результатам расчета проводится анализ конструкции теплообменника и при необходимости

пересматриваются геометрические характеристики теплообменного оборудования, после чего расчет выполняется заново. Из нескольких вариантов теплообменников выбирается лучший вариант, удовлетворяющий как по величине гидравлического сопротивления, так и по массогабаритным параметрам. В случае отсутствия теплообменника, подходящего по расходным и тепловым характеристикам, возникает необходимость в проектировании нового теплообменника. По результатам выбора рациональной конструкции определяются массогабаритные характеристики теплообменного аппарата.

Таким образом, согласно проведенным расчетным исследованиям и имеющегося опыта подбирается теплообменник (рис. 1) и определяются его тепловые характеристики теплообменника (рис. 2).

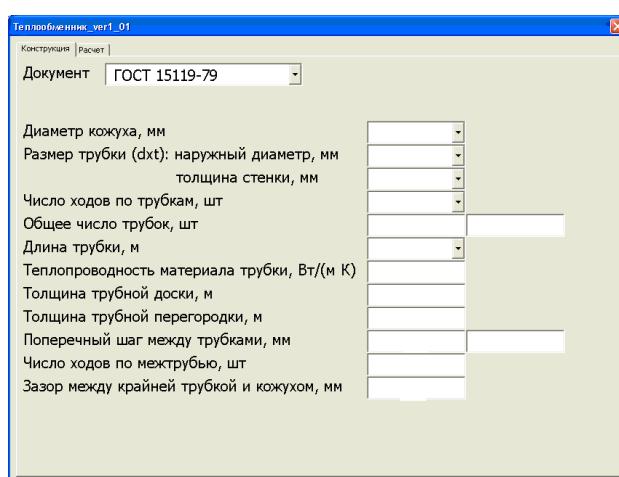


Рис. 1 – Задание характеристик теплообменника

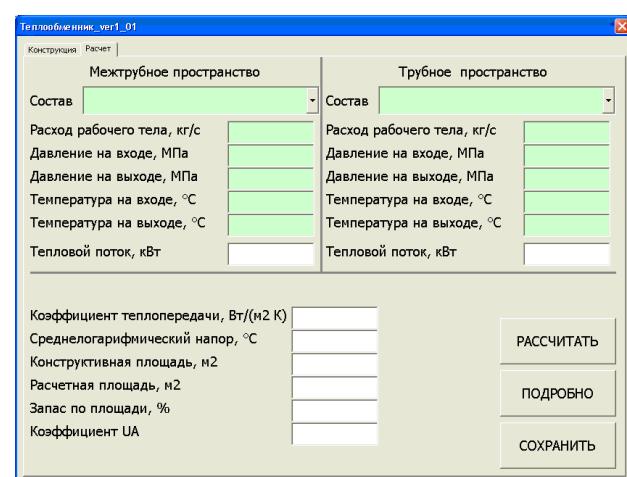


Рис. 2 – Задание параметров теплоносителя и получение тепловых характеристик теплообменника

Объект исследования. В качестве объекта исследования выбрана двухкаскадная конденсационная электрогенерирующая турбоустановка малой мощности, предназначенная для использования в качестве топлива возобновляемых топливных ресурсов различных отраслей народного хозяйства [32, 33].

Преобразование тепловой энергии сжигаемого топлива в двухкаскадной тепловой схеме в механическую и далее в электрическую энергию происходит с использованием НРТ в замкнутых контурах (рис. 3). В состав тепловой схемы входит три контура: первый – промежуточный, второй и третий энергетические.

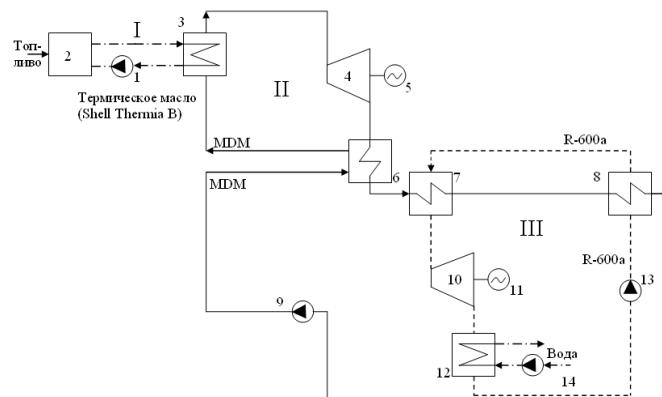


Рис. 3 – Двухкаскадная когенерационная тепловая схема: I – первый контур (промежуточный); II – второй контур (энергетический); III – третий контур (энергетический); 1 – циркуляционный насос; 2 – котельный агрегат; 3 – испаритель; 4 – турбина; 5 – электрогенератор; 6 – рекуператор; 7 – конденсатор; 8 – испаритель; 9 – питательный насос; 10 – турбина; 11 – электрогенератор; 12 – конденсатор; 13 – питательный насос; 14 – циркуляционный насос системы охлаждения

В результате проведения предварительных исследований исходной тепловой схемы в качестве рабочего тела для первого контура выбрано масло *Shell Thermia B*, для второго – *MDM* и для третьего – *R-600a*.

С целью уменьшения присоса воздуха и упрощения системы лабиринтных уплотнений

давление на выходе из турбины (4) принято близким к атмосферному.

По результатам расчетов тепловой схемы получены характеристики рабочего тела в контрольных точках (табл. 1–4).

Таблица 1 – Параметры контура масла *Shell Thermia B* (I)

Параметр	Ед. изм.	Показатель		
		Циркуляционный насос (1)	Котельный агрегат (2)	Испаритель (3)
Давление масла на входе	МПа	0,94	1,0	0,97
Давление масла на выходе	МПа	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 2. – Параметры контура *MDM* (II)

Параметр	Ед. изм.	Показатель						
		Испаритель (3)	Турбина (4)	Электро-генератор (5)	Рекуператор (6)	Испаритель (7)	Подогреватель (8)	Питательный насос (9)
Давление <i>MDM</i> на входе	МПа	1,23	1,2	–	По греющей стороне – 0,09. По нагреваемой стороне – 1,233	0,089	0,088	0,087
Давление <i>MDM</i> на выходе	МПа	1,2	0,09	–	По греющей стороне – 0,089. По нагреваемой стороне – 1,230	0,088	0,087	1,233
Температура <i>MDM</i> на входе	°C	154	280	–	По греющей стороне – 251. По нагреваемой стороне – 147	245	147	147
Температура <i>MDM</i> на выходе	°C	280	251	–	По греющей стороне – 245. По нагреваемой стороне – 154	147	147	147
Расход <i>MDM</i>	кг/с	1,25	1,25	–	1,25	1,25	1,25	1,25
Тепловой поток <i>MDM</i>	кВт	500	–	–	18	272	196	–
КПД	%	–	80	97	–	–	–	75
Мощность	кВт	–	40	39	–	–	–	3,0

Таблица 3. – Параметры контура *R-600a* (III)

Параметр	Ед. изм.	Показатель					
		Подогреватель (8)	Испаритель (7)	Турбина (10)	Электро-генератор (5)	Конденсатор (12)	Питательный насос (13)
Давление <i>R-600a</i> на входе	МПа	3,28	3,265	3,25	–	0,35	0,349
Давление <i>R-600a</i> на выходе	МПа	3,265	3,25	0,35	–	0,349	3,28
Температура <i>R-600a</i> на входе	°C	27	92	127	–	43	25
Температура <i>R-600a</i> на выходе	°C	92	127	43	–	25	27
Расход <i>R-600a</i>	кг/с	1,1	1,1	1,1	–	1,1	1,1
Тепловой поток <i>R-600a</i>	кВт	192	267	–	–	400	–
КПД	%	–	–	80	97	–	75
Мощность	кВт	–	–	72	70	–	7,8

Таблица 4. – Параметры водяного контура (IV)

Параметр	Ед. изм.	Показатель	
		Конденсатор (12)	Циркуляционный насос (14)
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

В результате расчета тепловой схемы получено, что полезная электрическая мощность рассмотренной двухкаскадной турбинной установки ~ 100 кВт, электрический КПД ~ 19 %.

Результаты, представленные в табл. 1–4, служат исходными данными для проведения расчетных исследований при оценке массогабаритных и тепловых характеристик теплообменного оборудования,

входящего в состав тепловой схемы.

Расчет теплообменного оборудования. Предварительные геометрические характеристики теплообменников выбираются согласно ГОСТа 15118-79.

Путем итерационного процесса подбираем геометрические характеристики теплообменного оборудования. Результаты расчета основных термодинамических показателей приведены в табл. 5.

Таблица 5. – Результат расчета теплообменников

Наименование	Ед. изм.	Испаритель (3)	Рекуператор (6)	Испаритель (7)	Подогреватель (8)	Конденсатор (12)
Параметр						
Диаметр кожуха	мм	600	159	325	325	400
Размер трубы	мм	25×2	20×2	20×2	20×2	25×2
Число ходов по трубкам	—	4	1	2	2	2
Общее число трубок	шт.	430	10	90	90	200
Длина трубы	мм	700	50	300	200	900
Коэффициент теплопроводности металла трубы	Вт/(м·К)	47	47	47	47	47
Толщина трубной доски	мм	100	50	100	100	50
Толщина трубной перегородки	мм	50	20	50	50	30
Поперечный шаг между трубками	мм	23,5	24	24	24	22,81
Число ходов по межтрубью	—	5	2	3	3	7
Зазор между крайней трубкой и кожухом	мм	5	5	5	5	5
Межтрубное пространство						
Расход рабочего тела	кг/с	1,25	1,25	1,1	1,1	1,1
Давление на входе	МПа	1,23	0,09	3,265	3,28	0,35
Давление на выходе	МПа	1,2	0,089	3,25	3,265	0,349
Температура на входе	°C	154	251	92	27	43
Температура на выходе	°C	280	245	127	92	25
Средняя скорость потока	м/с	0,07	90,5	0,13	0,24	11,16
Число Re	—	2777	597158	24816	16442	80792
Число Pr	—	5,856	0,023	5,69	4,34	0,827
Число Nu	—	52,8	179,3	194,5	93,1	197,2
Трубное пространство						
Расход рабочего тела	кг/с	1,5	1,25	1,25	1,25	18,5
Давление на входе	МПа	0,97	1,233	0,089	0,088	0,13
Давление на выходе	МПа	0,94	1,23	0,088	0,087	0,1
Температура на входе	°C	300	147	245	147	20
Температура на выходе	°C	178	154	147	147	25,2
Средняя скорость потока	м/с	0,06	0,26	24,57	0,31	0,54
Число Re	—	5167	12354	152785	11857	11884
Число Pr	—	4,494	5,0	0,022	0,757	6,5
Число Nu	—	37,4	78,7	93,2	60,4	85,4
Основные характеристики теплообменников						
Подводимая тепловая мощность	кВт	510	18	272	196	400
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	117,1	473	257,7	228	413
Среднелогарифмический температурный напор	°C	21,4	98	83	85	8,31

Окончание таблицы 5

Конструктивная площадь	м ²	236,4	0,98	16,4	10,74	142,6
Расчетная площадь	м ²	200,8	0,39	12,78	7,98	117,3
Запас площади	%	17,7	152	28,3	34,7	21,6
Масса теплообменного аппарата	кг	5800	70	820	600	3800

Результаты расчетных исследований показали возможность реализации подхода использования существующего теплообменного оборудования при создании замкнутых паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах. Табл. 5 показывает, что характеристики выбранных теплообменников обеспечивают необходимую передачу теплоты, с учетом предъявляемых требований по запасу поверхности теплообмена. Суммарная масса всего теплообменного оборудования составила ориентировочно 11 тонн.

Отметим, что полученные результаты являются лишь примером расчета и выбора основных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы. Для каждого отдельного случая необходим индивидуальный подход.

Выводы. Выполнено построение математической модели, позволяющей проводить расчетные исследования по определению основных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы с НРТ. Для упрощения решения поставленной задачи предлагается в первом приближении решать задачу с использованием имеющегося в промышленности типоряда теплообменного оборудования. В случае отсутствия типовой конструкции, подходящей по расходным и тепловым характеристикам, необходимо спроектировать новый теплообменный аппарат, который максимально подходит под условия реализуемого паротурбинного цикла. В результате получено, что данный подход может позволить в отдельных случаях существенно сократить затраты на проектирование нового теплообменного оборудования. Определение основных показателей теплообменников служат для дальнейшей оценки технических и экономических возможностей реализации тепловых схем на различных рабочих телах.

Список литературы:

1. Андрижинский А. А. Энергосбережение и энергетический менеджмент: учебное пособие. 2-е изд., перераб. / А. А. Андрижинский, В. И. Володин. – М.: Высшая школа, 2005. – 294 с.
2. Суходоля О. М. Енергетична стратегія України на період до 2035 року. Біла книга енергетичної політики України «Безпека та конкурентоспроможність». Проект / О. М. Суходоля. – К. : Національний інститут стратегічних досліджень, 2014. – 41 с.
3. Павловський С. В. Теплоутилізаційна система котельної установки з силовим когенераційним контуром : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.03.23 / С. В. Павловський. – Х. : ХНУБА, 2015. – 24 с.
4. Жигурс А Утилизация тепла дымовых газов на теплоисточниках г. Риги / А. Жигурс, А. Церс, Ю. Голуновс [и др.] // Новости теплоснабжения. – 2010. – № 5. – С. 19–24.
5. Кудинов А. А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках / А. А. Кудинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2000. – 139 с.
6. Галустов В. С. Утилизация теплоты дымовых газов / В. С. Галустов // Энергия и менеджмент. – Минск : Беларусь. – 2004. – № 6. – С. 44–48.
7. Белов Г. В. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике / Г. В. Белов, М. А. Дорохова // Наука и образование. – 2014. – № ФС77-48211. – С. 99–124.
8. Гелетуха Г. Г. Комплексний аналіз технологій виробництва енергії з твердої біomasи в Україні. Частина 1. Солома / Г. Г. Гелетуха, Т. А. Железна, О. І. Дроздова // Промислова теплотехніка. – 2013. – Т. 35, № 3. – С. 57–63.
9. Гнеушев В. А. Логика сооружения и обеспечения биотопливом мини-ТЭЦ в Украине / В. А. Гнеушев, А. С. Стадник, Ю. А. Крохмаль // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2012. – № 07 (101). – С. 44–52.
10. Lukawski M. Design and optimization of standardized Organic Rankine Cycle power plant for European conditions / M. Lukawski. – Akureyri : The School for Renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri, 2009. – 87 p.
11. Quoilin S. Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications / S. Quoilin – Liege: Energy systems research unit Aerospace and mechanical engineering department university of Liege, 2011. – 183 p.
12. Walter de Freitas Pereira Marques M. Potential for ORC Application in the Portuguese Manufacturing Industry / M. Walter de Freitas Pereira Marques. – Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia do Ambiente, perfil Gestão e Sistemas Ambientais, 2014. – 133 p.
13. Ботштейн В. А Использование вторичных энергоресурсов на металлургических предприятиях Украины / В. А. Ботштейн, А. Л. Каневский, В. Г. Литвиненко, А. Л. Скоромный // Экология и промышленность. – 2011. – № 1. – С. 85–90.
14. Сенецкий О. В. Реалізація когенераційного паротурбінного циклу на низькокиплячому робочому тілі для сільгospідприємства / О. В. Сенецький // Вісник НТУСГ. Сер. Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. Технічні науки. – Х. : ХНТУСГ, 2014. – № 154. – С. 10–11.
15. Редько А. А. Повышение эффективности теплоутилизационных энергетических установок / А. А. Редько, С. В. Павловский, А. И. Компан // Вісник КНУТД. – 2013. – № 6. – С. 231–237.
16. Сергиенко Р. В. Пути повышения эффективности рабочего цикла энергетических теплоутилизирующих установок с низкокипящими рабочими телами / Р. В. Сергиенко, Б. Д. Билека, В. Я. Кабков // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8 (95). – С. 38–42.
17. Редько А. А. Методы повышения эффективности систем геотермального теплоснабжения / А. А. Редько. – Макеевка: ДонНАСА, 2010. – 302 с.
18. Van der Waals J. D. On the Continuity of the Gaseous and Liquid States / J. D. Van der Waals. – New York: Dover, 2004. – 320 p.
19. Heidemann R. A. A van der Waals-type equation of state for fluids with associating molecules / R. A. Heidemann, J. M. Prausnitz // Proc. Natl. Acad. Sci. USA. – 1976. – Vol. 73. – № 6. – P. 1773–1776.
20. Garland C. W. Experiments in Physical Chemistry / C. W. Garland, J. W. Nibler, D. P. Shoe-maker. – New York: McGraw-Hill Higher Education, 2009. – 757 p.
21. Peng D. Y. A new two – constant equation of state / D. Y. Peng, D. B. Robinson // Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. – 1976. – № 15. – P. 59–64.
22. Abbas R. J. Thomson coefficients and Joule-Thomson inversion curves for pure compounds and binary systems predicted with the group contribution equation of state VTPR / R. J. Abbas // Fluid Phase Equilibria. – 2011. – № 306. – P. 181–189.
23. Poling B. E. The properties of gases and liquids / B. E. Poling, J. M. Prausnitz, J. P. O'Connell. – New York: McGraw-Hill Companies, 2001. – 803 p.
24. Pedersen K. S. Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids / K. S. Pedersen, P. L. Christensen. – New York: Taylor & Francis Group, 2007. – 423 p.
25. Шубенко А. Л Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности / А. Л. Шубенко, В. А. Маларенко, А. В. Сенецкий, Н. Ю. Бабак.– Х. : ИПМаш НАН Украины, 2014. – 320 с.
26. Шубенко А. Л Реализация каскадных тепловых схем с применением турбин на низкокипящих рабочих телах / А. Л. Шубенко, А. В. Русанов, А. В. Сенецкий, Р. А. Русанов // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси

- й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(2013). – С. 24–29.
27. Рusanov A. B. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / A. B. Rusanov, C. B. Ериов. – Х. : ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
 28. Lampart P. Validation of 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow / P. Lampart, A. Rusanov, S. Yershov // Journal of Fluids Engineering. – 2005. – Vol. 127. – P. 83–93.
 29. TU 3612-144-13972650-2015. Теплообменные кожухотрубчатые аппараты серии ТКА. – Введ. 20.05.15. – Казань: ЗАО «ЭТАЛОН ТКС», 2015. – 88 с.
 30. Іспарители кожухотрубчаті з неподвижними трубними решетками і кожухотрубчаті з температурним компенсатором на кожухе. ГОСТ 15119-79. – Введ. 04.06.79. – М. : Изд-во стандартов, 1979. – 16 с.
 31. Конденсаторы кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. ГОСТ 15121-79. – Введ. 04.06.79. – М. : Изд-во стандартов, 1979. – 20 с.
 32. Шубенко А. Л Разработка каскадной тепловой схемы турбоустановки на низкокипящих рабочих телах для сельской энергетики / А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, В. П. Саранин // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 13–24.
 33. Шубенко А. Л Оценка технико-экономических показателей каскадной тепловой схемы турбоустановки на низкокипящих рабочих телах / А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, В. П. Саранин // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 11 (1233). – С. 6–15.

References (transliterated)

1. Andridgievskiy, A. A. and V.I.Volodin *Energosberegenie i energeticheskiy menelgment: uchebnoe posobie*. Minsk: High school, 2005. Print.
2. Suhodolya, O. M. *Energetichna strategiya Ukrayini na period do 2035 roku Bila kniga energetichnoyi politiki Ukrayini «Bezpeka ta konkurentospromozhnist»*. Proekt. Kiev: National Institute for Strategic Studies, 2014. Print.
3. Pavlos'kyy, S.V. *Teploutilyzaciyna sistema kotel'noi ustanovky z sylovym kogeneraciyom konturom*. Avtoref. dys. na zdobuttyja nauk.stupenja cahd. tehn. nauk. Kharkiv, 2015. Print.
4. Zigurs, A., et al. "Utilizaciya tepla dymovyh gazov na teploistochnikah g. Rigi." *Novosti teplosnabzheniya*. No 5. 2010. 19–24. Print.
5. Kydinov, A. A. *Energosberegenie v teplogeneriruyuschih ustanovkah*. Ulyanovsk: UISTU, 2000. Print.
6. Galustov, V. S. "Utilizaciya teploty dymovyh dazov." *Energy and Management*. No. 6. Minsk: Republic of Belarus, 2004. 44–48. Print.
7. Belov, G. V., and M. A. Dorohova "Organicheskiy cikl Renkina i ego primenenie v al'ternativnoy energetike." *Science and education* ФC77-48211 (2014): 99–124. Print.
8. Geletuha, G. G., T. A. Zhelezna, and O. I. Drozdova "Kompleksnyy analiz tehnologiy vyrobnyctva energii z tverdoi biomasy v Ukrayini. Chastyna 1. Soloma." *Promislova teplotehnika* 35.3 (2013): 57–63. Print.
9. Gneushev, V. A., A. S. Stadnik, and Yu. A. Krohmaluk "Logika sooruzheniya i obespecheniya biotoplivom mini-TEC v Ukrayini." *Energosberezenie. Energetika. Energoaudit* 07.101 (2012): 44–52. Print.
10. Lukawski, M. *Design and optimization of standardized Organic Rankine Cycle power plant for European conditions*. Akureyri: The School for Renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri, 2009. Print.
11. Quoilin, S. *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. Liege: Energy systems research unit Aerospace and mechanical engineering department university of Liege, 2011. Print.
12. Walter de Freitas Pereira Marques M. *Potential for ORC Application in the Portuguese Manufacturing Industry*. Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia do Ambiente, perfil Gestão e Sistemas Ambientais, 2014. Print.
13. Botshetyn, V. A., et al. "Ispol'zovanie vtorichnyh energoresursov na metalurgicheskikh predpriyatiyah Ukrayiny." *Ecology and industry*. No. 1. 2011. 85–90. Print.
14. Senetskyi, O. V. "Realizaciya kogeneraciynogo paroturbinnogo ciklu na nyz'kokopylyachomu robochomu tili dla sil'gosppidpryemstva." *Bulletin of NTUA. Ser.: Problems of energy supply and energy saving in the agroindustrial complex of Ukraine. Technical sciences*, No. 154. Kharkiv: KhNTUA, 2014. 10–11. Print.
15. Red'ko, A. A., S. V. Pavlovskiy and A. I. Kompan "Povyshenie effektivnosti teploutilizacionnyh energeticheskikh ustanovok." *Bulletin KNUTD*. No. 6. 2013. 231–237. Print.
16. Sergienko, R. V., B. D. Bileka and V. Ya. Kabkov "Puti povysheybya effektivnosti rabochego cikla energeticheskikh teploutiliziruyuschih ustanovok s nizkokopyaschimi rabochimi telami." *Aerospace engineering and technology*. 8.95 (2012): 38–42. Print.
17. Red'ko, A. A. *Metody povysheniya effektivnosti system geothermal'nogo teplosnabzheniy*. Makeyevka: DonNACEA, 2010. Print.
18. Van der Waals, J.D. *On the Continuity of the Gaseous and Liquid States*. New York: Dover, 2004. Print.
19. Heidemann, R. A. "A van der Walls-type equation of state for fluids with associating molecules." *Proc. Nat. Acad. Sci. USA* 73.6 (1976): 1773–1776. Print.
20. Garland, C. W., J. W. Nibler, and D. P. Shoe-maker *Experiments in Physical Chemistry*. New York: McGraw-Hill Higher Education, 2009. Print.
21. Peng, D. Y., and D. B. Robinson "A new two-constant equation of state." *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals* 15 (1976): 59–64. Print.
22. Abbas, R. J. "Thomson coefficients and Joule-Thomson inversion curves for pure compounds and binary systems predicted with the group contribution equation of state VTPR." *Fluid Phase Equilibria* 306 (2011): 181–189. Print.
23. Poling, B. E., J. M. Prausnitz and J. P. O'Connell *The properties of gases and liquids*. New York: McGraw-Hill Companies, 2001. Print.
24. Pedersen, K. S., and P. L. Christensen *Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids*. New York: Taylor & Francis Group, 2007. Print.
25. Shubenko, A. L., et al. *Kogeneracionnye tehnologii v energetike na osnove primeneniya parovyh turbin maloy mosch'nosti*. Kharkov: IPMach NAS of Ukraine, 2014. Print.
26. Shubenko, A. L., et al. "Realizaciya kaskadnyh teplovyyh shem s primeneniem turbin na nizkokopyaschih rabochih telah." *Bulletin of the NTU "KhPI"*: Ser.: *Energetichni ta teplotehnicni protsesi y ustatkuvannya*. No 12(2013). Kharkov: NTU "KhPI", 2013. 24–29. Print.
27. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov *Matematicheskoe modelirovaniye nestacionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protocnyh chastyah turbomashyn*. Kharkov: IPMach NAS of Ukraine, 2008. Print.
28. Lampart, P., A. Rusanov, and S. Ershov "Validation of 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow." *Journal of Fluids Engineering* 127 (2005): 83–93. Print.
29. TU 3612-144-13972650-2015. *Teploobmennye apparaty serii TKA*. Kazan: ZAO "ETALON TKS", 2015. Print.
30. GOST 15119-79. *Isparitieli kozhuhotrubchatye s nepodvizhnymi trubnymi reshrtkami i kozhuhotrubchatye s temperaturnym kompensatorom na kozhuhe*. Moscow: Publishing Standards, 1979. Print.
31. GOST 15121-79. *Kondensatory kozhuhotrubchatye s nepodvizhnymi trubnymi reshrtkami i kozhuhotrubchatye s temperaturnym kompensatorom na kozhuhe. Osnovnye parametry i razmery*. Moscow: Publishing Standards, 1979. Print.
32. Shubenko A. L., et al. "Razrabotka kaskadnoy teplovoy shemy turboustanovki na nizkokopyaschih rabochih telah dlya sel'skoy energetiki". *Bulletin of the NTU "KhPI"*. Ser.: *Power and heat engineering processes and equipment*. No. 10(1232). Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. 13–24. Print.
33. Shubenko, A. L., et al. "Ocenka tehniko-ekonomicheskikh pokazateley kaskadnoy teplovoy shemy turboustanovki na nizkokopyaschih rabochih telah." *Bulletin of the NTU "KhPI"*. Ser.: *Energetichni ta teplotehnicni protsesi y ustatkuvannya*. No 11(1233). Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. 6–15. Print.

Поступила (received) 04.04.2018

Выбор и расчет теплообменного оборудования для паротурбинных циклов на низкокипящихих рабочих телах / О. Л. Шубенко, О. В. Сенецкий, В. П. Сарапин, М. Ю. Бабак, С. В. Роговий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ«ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 9–16. – Бібліогр.: 33 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Выбор и расчет теплообменного оборудования для паротурбинных циклов на низкокипящихих рабочих телах / А. Л. Шубенко, А. В. Сенецкий, В. П. Сарапин, Н. Ю. Бабак, С. В. Роговой // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ«ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 9–16. – Бібліогр.: 33 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Selection and calculation of heat exchange equipment for steam-turbine cycles on low-boiling working fluids / O. L. Shubenko, O. V. Senetskyi, V. P. Sarapin, M. Yu. Babak, S. V. Rogoviy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – № 17 (1293). – P. 9–16.. – Bibliogr.: 33. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, завідувач відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Шубенко Александр Леонидович – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом оптимизации процессов и конструкции турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А. М. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Шубенко Aleksandr Leonidovich – Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Department Head of Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Сенецький Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

Сенецкий Александр Владимирович – кандидат технических наук, сотрудник отдела оптимизации процессов и конструкции турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А. М. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

Senetskyi Aleksandr Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Employee of the Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

Сарапін Володимир Павлович – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-42, e-mail: sarapin@email.ua.

Сарапін Владислав Павлович – кандидат технических наук, сотрудник отдела оптимизации процессов и конструкции турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: sarapin@email.ua.

Sarapin Volodymyr Pavlovich – Candidate of Technical Sciences, Employee of the Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, A. N. Podgorny Institute of Problems of Mechanical Engineering NAS Ukraine, Kharkov ;tel.: (057) 349-47-42; e-mail: sarapin@email.ua.

Бабак Микола Юрійович – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, вул. Пожарського 2/10, м. Харків, тел.: (057) 349-47-42, e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Бабак Николай Юрьевич – кандидат технических наук, сотрудник отдела оптимизации процессов и конструкции турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Babak Mykola Yuryevich – Candidate of Technical Sciences, Employee of the Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, A. N. Podgorny Institute of Problems of Mechanical Engineering NAS Ukraine, Kharkov ;tel.: (057) 349-47-42, e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Роговий Сергій Вікторович – провідний інженер, ТОВ «Техенерго НВП», м. Харків,: тел.:(057) 349-47-42, e-mail: entur@ukr.net.

Роговий Сергей Викторович – ведущий инженер, ОАО «Техэнерго НВП», м. Харків, тел.:(057) 349-47-42, e-mail: entur@ukr.net.

Rogoviy Sergiy Viktorovych – principal engineer, TEKHENERGO NVP LTD, tel.: (057) 349-47-42, e-mail: entur@ukr.net.

В. И. ГНЕСИН, Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, РОМУАЛЬД ЖАНДКОВСКИ, А. В. ДЕМЧЕНКО

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ АЭРОУПРУГИХ ЯВЛЕНИЙ В ЛОПАТОЧНОМ ВЕНЦЕ ТУРБОМАШИН

Запропоновано чисельний метод розв'язання зв'язаної задачі нестационарної аеродинаміки лопаткового вінця турбінного ступеня в потоці в'язкого газу і пружних коливань лопаток під дією аеродинамічних навантажень з використанням модального підходу. Проведено чисельний аналіз аероупружної поведінки лопаткового вінця останнього ступеня осової турбомашини з довжиною робочої лопатки 950 мм. Показано, що коливання лопаток ротора з стійкими з переважаючою частотою близькою до частоти 1-ої власної форми коливань. Запропонований метод вирішення зв'язаної аероупружної задачі дозволяє прогнозувати амплітудно-частотний спектр коливань лопаток в потоці газу, включаючи вимущені коливання і самозбудні (флаттер або автоколивання).

Ключові слова: в'язкий потік, лопатковий вінець осової турбіни, автоколивання, зв'язана задача, чисельний метод.

Предложен численный метод решения связанный задачи нестационарной аэродинамики лопаточного венца турбинной ступени в потоке вязкого газа и упругих колебаний лопаток под действием аэродинамических нагрузок с использованием модального подхода. Проведен численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца последней ступени осевой турбомашины с длиной рабочей лопатки 950 мм. Показано, что все формы колебаний лопаток ротора являются устойчивыми с преобладающей частотой близкой к частоте 1-ой собственной формы колебаний. Предложенный метод решения связанный аэроупругой задачи позволяет прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в потоке газа, включая вынужденные колебания и самовозбуждающиеся (флаттер или автоколебания).

Ключевые слова: вязкий поток, лопаточный венец осевой турбины, автоколебания, связанная задача, численный метод.

There proposed the numerical method of coupled problem solution of unsteady aerodynamic for turbine stage blade row in viscous gas flow and elastic blades oscillations by the action of aerodynamic loads with use of modal approach. 3D viscous gas flow through the blade row axial turbine stage with periodicity on the whole annulus is described by unsteady Navier-Stokes equations in the form of conservation laws, which are integrated with use of the explicit monotonous finite-volume Godunov's difference scheme and moving hybrid H-O grid. There performed the numerical analysis of aeroelastic behaviour of axial turbomachine last stage blade row with moving blade length of 950 mm. There shown that rotor blades oscillations are stable with dominant mode frequency closed to frequency of the first natural oscillation mode. The proposed method of solution of coupled aeroelastic problem allows to predict the amplitude-frequency spectrum of blades oscillations in gas flow, including forced oscillations and self-excited oscillations (flutter or autooscillations).

Keywords: viscous flow, blade row axial turbine, autooscillations, coupled problem, numerical

Введение. Нестационарные явления, вызванные движением лопаток под действием возмущающих сил любой природы, характеризуются обменом энергией между потоком газа и колеблющимися лопатками и составляют основу физического механизма самовозбуждающихся колебаний, которые могут либо затухать (аэродемпфирование) либо проявляться в неустойчивой форме флаттера.

При проектировании или модернизации современных турбомашин повышенной удельной мощности и соответственно высокими аэродинамическими нагрузками чрезвычайно актуальной является проблема аэроупругого поведения лопаток и прогнозирования аэроупругой неустойчивости (флаттер, резонансные колебания). Особую важность эта проблема приобретает при разработке высоконагруженных компрессорных и вентиляторных венцов, а также последних ступеней паровых и газовых турбин, работающих в нерасчетных условиях.

В последнее время развиты новые подходы для исследования аэроупругого поведения лопаточных венцов в трехмерном потоке идеального [1–3] или вязкого газа [4, 5–7], основанные на последовательном по времени интегрировании уравнений движения жидкости при заданном гармоническом законе колебаний лопаток.

В данной работе авторами предложен численный метод одновременного интегрирования уравнений

течения вязкого газа (уравнения Навье-Стокса) и уравнений колебаний лопаток под действием мгновенных нестационарных нагрузок (с использованием модального подхода).

Целью настоящей работы является численный анализ трехмерного потока вязкого газа через лопаточный венец последней ступени осевой турбины и колебаний лопаток с учетом неравномерности потока, вызванной неравномерным распределением давления за рабочим колесом.

Основные направления в аэроупругости турбомашин. Аэроупругие явления – это явления взаимодействия инерционных, упругих и аэродинамических сил, действующих на конструкцию, обтекаемую потоком газа.

Тенденция развития газо- и паротурбинных двигателей с высокими аэродинамическими показателями и соответственно высоко нагруженными лопатками неумолимо приводит к проблеме аэроупругого поведения лопаток не только в компрессорах, но и в последних ступенях паровых и газовых турбин. Нестационарные аэродинамические силы, действующие на лопатки компрессоров и турбин, могут вызвать чрезмерные вибрации лопаток, приводящие к разрушению конструкции. Поэтому аэроупругое поведение лопаток представляет важную проблему надежности и безопасности.

Аэроупругие явления в турбомашинах характеризуются взаимодействием двух физических

сред – жидкой и твердой, движение которых описывается нелинейными уравнениями течения газа и движения лопаток, которые не могут быть решены аналитически, и даже численное решение совместной системы уравнений для произвольной геометрии до сих пор представляет значительные трудности.

В свое время была предложена гипотеза о том, что нестационарные эффекты, вызванные колебаниями лопаток, значительно меньше нестационарных эффектов, связанных с неравномерностью потока. Таким образом было принято допущение об отсутствии обратной связи влияния колеблющихся лопаток на поток.

Это допущение позволило разделить две физические среды и добиться значительных успехов в каждой из них.

Одно из направлений связано с развитием нестационарного аэродинамического анализа (рис. 1) не зависящего от источника нестационарности.



Рис. 1 – Математические модели нестационарной аэrodинамики



Рис. 2 – Основные направления в аэроупругости турбомашин

Нестационарный аэродинамический анализ прошел путь от классической линейной теории через методы линеаризации уравнений потенциальных и вихревых течений, нелинейные уравнения Эйлера до методов решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса.

Второе направление связано с изучением воздействия переменных аэродинамических сил на лопатки. Это воздействие включает статическую аэроупругость и вынужденные колебания (рис. 2). Основная проблема вынужденных колебаний – отстройка от резонанса, которая решается практически с помощью диаграммы Кэмбелла. Реальный интерес для конструктора представляет

прогнозирование уровня амплитуд вынужденных колебаний. Эта задача не имеет принципиальных трудностей в рамках теории колебаний и может считаться практически решенной.

Некорректность принятого допущения об отсутствии обратной связи, т. е. влияния нестационарных эффектов, вызванных колеблющимися лопатками, на колебания этих лопаток, заключается в том, что в результате разделения сред из рассмотрения исключена наиболее сложная и наименее изученная проблема флаттера.

Флаттер – это неустойчивые самовозбуждающиеся колебания конструкции в потоке газа, которые являются результатом непрерывного взаимодействия и обмена энергией между потоком и вибрирующей конструкцией, и принципиально не могут быть изучены в рамках каждой из разделенных сред – аэродинамике или динамике. В турбомашине эта проблема усугубляется тем, что заранее неизвестен межлопаточный угол сдвига по фазе колебаний лопаток, который в отличие от флаттера крыла, играет решающую роль в возникновении так называемого решеточного флаттера.

Методы прогнозирования флаттера (рис. 3) могут быть разделены на две группы – классические и интегральные, отличающиеся подходом к постановке задачи. Классические методы игнорируют взаимодействие между жидкостью и конструкцией, интегральные – пытаются моделировать его.



Рис. 3 – Методы прогнозирования флаттера

Принципиальное отличие между классическими и интегральными методами заключается в том, что первые могут прогнозировать возникновение флаттера как внезапный переход из устойчивой области движения в неустойчивую и не могут рассчитывать переходный процесс, в то время как вторые могут рассчитывать переходный процесс и прогнозировать предельные циклы колебаний, т. е. автоколебания.

Интегральные методы включают частично-интегральные и полностью интегральные методы.

Полностью интегральные методы основаны на общей постановке для полной системы уравнений с использованием единого интегратора и дискретизацией двух сред в едином Лагранже-Эйлеровом пространстве.

Частично-интегральные методы сводятся к последовательному интегрированию уравнений для жидкости и упругой конструкции с обменом информацией на каждом шаге интегрирования. В рамках этой идеи существуют различные подходы, отличающиеся динамической моделью (рис. 3).

Наибольшее распространение получили частично-интегральные методы с использованием динамической модели лопатки (модальный подход).

В последнее десятилетие были развиты частично-интегральные методы для исследования самовозбуждающихся колебаний изолированного лопаточного венца [1–3]. Однако в этих работах предполагалось, что возмущения в потоке вызваны колебаниями лопаток, а поток на бесконечности перед и за венцом содержит лишь малые возмущения.

В настоящей работе представлен численный метод решения связанной аэроупругой задачи для лопаточного венца ступени осевой турбомашины без разделения нестационарных эффектов, вызванных окружной неравномерностью основного потока, и связанных с колебаниями лопаток под действием переменных аэродинамических сил.

Постановка задачи аэроупругости.

Аэродинамическая модель. Трехмерное нестационарное трансзвуковое течение вязкого газа через лопаточный венец последней ступени осевой турбомашины рассматривается в физической области и описывается полной системой уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу, представленной в интегральной форме законов сохранения для конечного объема Ω , ограниченного поверхностью σ , во вращающейся с постоянной угловой скоростью ω декартовой системе координат [6–8]:

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

где U – символический вектор консервативных переменных; \bar{F} и \bar{R} – символические векторы конвективных и вязких потоков, H – источниковый член в неинерциальной системе координат, \bar{n} – вектор единичной нормали к поверхности σ .

Для расчета вязких потоков в уравнении (1) применяется алгебраическая модель турбулентности, основанная на оригинальной двухслойной модели Себеси и Смита и модифицированная Болдвингом и Ломаксом [4].

Постановка граничных условий основана на одномерной теории характеристик. Принимая, что осевая скорость во входном и выходном сечениях расчетной области является дозвуковой, в качестве граничных условий принимаются: во входном сечении задаются полное давление p_0 , полная температура T_0 и углы потока в тангенциальном и меридиональном сечениях β , γ ; на выходной границе – статическое давление p_2 .

На «твердых» стенках расчетной области задаются:

- условие «прилипания» $\vec{v} = \vec{v}_w$, где \vec{v}_w – скорость перемещения стенки в рассматриваемой системе координат;

- тепловой поток q_w , в частности, для адиабатической стенки $q_w = 0$;

- соотношение для давления, полученное проектированием на нормаль к стенке уравнения сохранения импульса

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \text{grad}_n \tau .$$

Разностная схема. Учитывая непериодичность потока в окружном направлении из-за колебаний лопаток, следует в расчетную область включать все лопатки РК на полной дуге окружности.

Разностная сетка разбивается на сегменты, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу ротора.

В свою очередь, каждый из сегментов дискретизируется с использованием гибридной H – O сетки для каналов ротора (рис. 4). При этом внешняя H –сетка остается неподвижной в течение всего расчета, а внутренняя O –сетка в канале ротора перестраивается на каждой итерации по заданному алгоритму так, что ее внешние узлы остаются неподвижными, а внутренние жестко связаны с колеблющейся лопаткой.

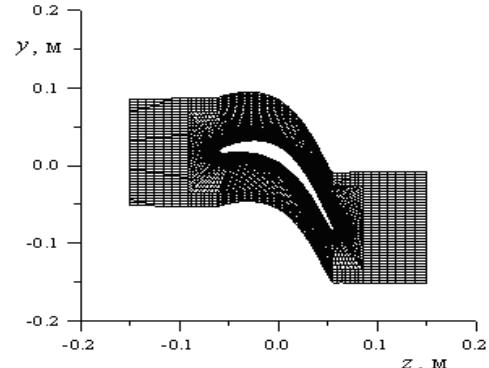


Рис.4 – Разностная сетка в среднем сечении

Дискретная форма уравнений (1) получена с использованием разностной схемы Годунова 2-го порядка точности, обобщенной на случай произвольной пространственной деформируемой разностной сетки в виде [9]

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2\Delta t} [3U^{n+1}\Omega^{n+1} - 4U_n\Omega_n + U_{n-1}\Omega_{n-1}] + \\ & [(-Uw_n + E - R)\sigma]_{i+1} - [(-Uw_n + E - R)\sigma]_i + \\ & + [(-Uw_n + F - S)\sigma]_{j+1} - [(-Uw_n + F - S)\sigma]_j + (2) \\ & + [(-Uw_n + G - Q)\sigma]_{k+1} - [(-Uw_n + G - Q)\sigma]_k \\ & + H_n\Omega_n = 0 \end{aligned}$$

Здесь нижние и верхние индексы соответствуют “старым” и “новым” ячейкам; σ и w_n – площадь и нормальная скорость центра грани.

Газодинамические параметры на “средних” гранях находятся из решения задачи Римана с использованием итерационного процесса. Шаг интегрирования Δt определяется из условия устойчивости разностной схемы (2) и может быть представлен в виде

$$\Delta t = \frac{\tau_{x_1} \cdot \tau_{x_2} \cdot \tau_{x_3}}{\tau_{x_1} \cdot \tau_{x_2} + \tau_{x_1} \cdot \tau_{x_3} + \tau_{x_2} \cdot \tau_{x_3}},$$

$$\tau_{x_i} = \frac{h_{x_i \min}}{\max(|\bar{v}_i| + a, a - |\bar{v}_0|)},$$

где $i = 1, 2, 3$; a – скорость звука.

Динамическая модель. Динамическая модель колеблющейся лопатки в линейной постановке описывается матричным уравнением

$$[M]\ddot{u}(x,t) + [C]\dot{u}(x,t) + [K]u(x,t) = [F], \quad (3)$$

где $[M]$, $[C]$ и $[K]$ – матрицы масс, механического демпфирования и жесткости лопатки соответственно;

$\{u(x, t)\}$ – перемещение лопатки;

$[F]$ – вектор нестационарных аэродинамических нагрузок. С использованием модального подхода:

$$\{u(x, t)\} = [U(x)]\{q(t)\} = \sum_{i=1}^N \{U_i(x)\}q_i(t),$$

где $U_i(x)$ – вектор перемещения лопатки по i -й моде; $q_i(t)$ – модальный коэффициент, и условия ортогональности собственных форм колебаний матричное уравнение (3) приводится к системе независимых обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм

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

где h_i – коэффициент механического демпфирования i -й моды; ω_i – собственная частота i -й формы; λ_i – модальная сила, соответствующая перемещению по i -й форме, которая рассчитывается на каждой итерации по мгновенному распределению давления на поверхности лопатки

$$\lambda_i = \frac{\iint p \bar{U}_i \cdot \bar{n}^\circ d\sigma}{\iiint \rho \bar{U}_i^2 dv},$$

где p – давление на поверхности лопатки. Модальную силу λ_i можно интерпретировать как обобщенную силу, действующую на лопатку при ее перемещении по i -й форме и отнесенную к единице массы.

Определив модальные коэффициенты q_i из системы дифференциальных уравнений (4), получим перемещение и скорость лопатки в виде

$$u(x, t) = \sum_i U_i(x)q_i(t), \quad \dot{u}(x, t) = \sum_i U_i(x)\dot{q}_i(t).$$

Аэроупругая модель. Численная дискретизация задачи при интегрировании связанной системы уравнений (1, 4) заключается в параллельном решении на каждом шаге по времени аэродинамической и динамической задач с обменом результатов расчета каждой из задач на предыдущей итерации в качестве исходных данных на последующей итерации. В качестве таких данных в динамической задаче используются мгновенные аэродинамические нагрузки, полученные из решения аэродинамической задачи на предыдущем временном слое, в аэродинамической задаче принимаются в качестве граничных условий новые положение и скорости колебаний лопаток, полученные из решения динамической задачи.

Блок-схема расчета n -ой итерации представлена на рис. 5.



Рис.5 – Блок-схема расчета n -ой итерации аэроупругой модели

Численный анализ. Численный анализ проведен для лопаточного венца последней ступени турбины мощностью 370 МВт, состоящего из 53 лопаток.

Границные условия приняты:

- на входе в ротор $P_0 = 19220 \div 20370$ Па; $T_0 = 333^\circ\text{K}$;

- на выходе за ротором – статическое давление меняется вдоль радиуса как показано на рис. 6;

- углы потока на входе α и γ в тангенциальной и меридиональной плоскостях заданы;

- число оборотов ротора $n = 3000$ об/мин.

При расчете колебаний лопаток ротора учитывалась 1-я собственная форма колебаний, собственная частота которой приведена ниже в таблице.

Таблица 1 – Собственные частоты

Собственная форма	1
Частота v , Гц	119

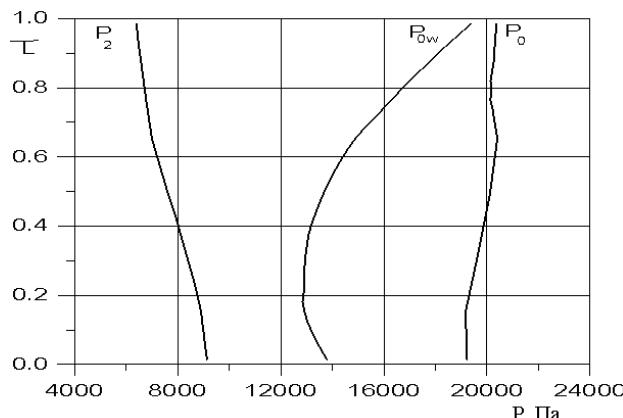


Рис. 6 – Распределение полного (P_0) и статического давления (P_2) по высоте лопатки

Аэроупругая устойчивость системы «поток воздуха – лопаточный венец» без учета механического демпфирования определяется аэродинамическим коэффициентом демпфирования D , равным взятому со знаком «минус» коэффициенту работы W , совершаемой аэродинамической нагрузкой за один период колебаний [5]. Знак «минус» суммарной работы ($D>0$) соответствует аэродемпфированию, знак «плюс» – самовозбуждению лопатки ($D<0$).

Изменение коэффициента аэродемпфирования по высоте 1-й лопатки и график влияния межлопаточного угла сдвига (МЛФУ) по фазе колебаний лопаток на осредненный по длине лопатки коэффициент аэродемпфирования для МЛФУ = 0, 180, ± 90 град при заданном законе гармонических колебаний лопаток приведены на рис. 7, 8. Минимальные значения коэффициента аэродемпфирования соответствуют МЛФУ = $+90$ град., максимальное значение соответствует МЛФУ = $-90, 180$ град.

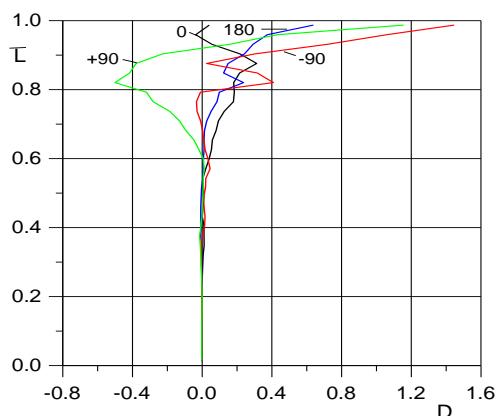


Рис. 7 – Изменение коэффициента аэродемпфирования по высоте лопатки

В работе приведены результаты численного анализа нестационарных аэродинамических характеристик лопаточного венца для МЛФУ = 90 градус при связанных колебаниях лопаток.

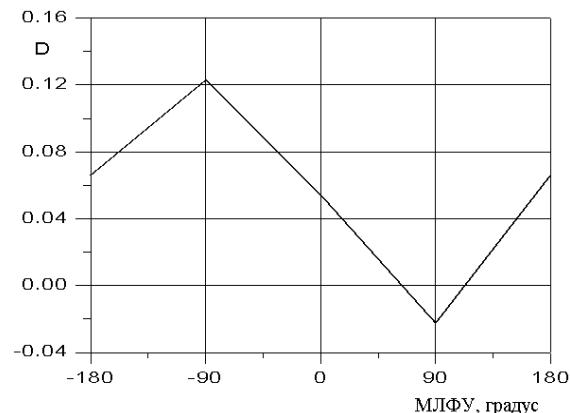


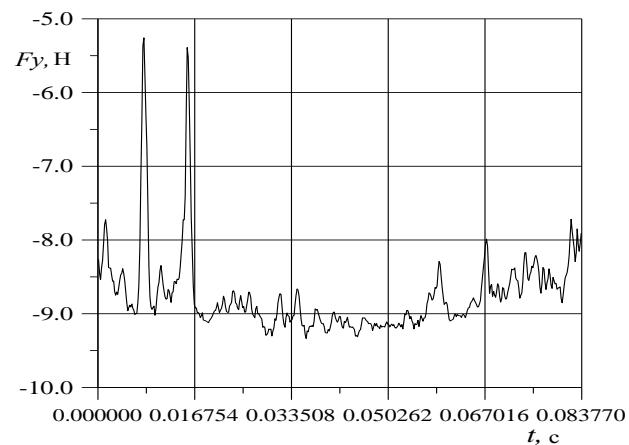
Рис. 8 – Зависимость осредненного по высоте лопатки коэффициента аэродемпфирования от МЛФУ для собственной формы колебаний

На рис. 9 а, в, ж представлены графики нестационарных аэродинамических нагрузок (окружная, осевая и аэродинамический момент), действующих на периферийный слой рабочей лопатки в течение десяти периодов колебаний лопаток ротора, из которых один период гармонических колебаний и девять связанных колебаний лопаток, а также их амплитудно-частотные спектры (рис. 9, б, г, е).

Как видно из графиков, основной вклад в нестационарные составляющие аэродинамических нагрузок вносят низкочастотная гармоника с частотой 50 Гц, вызванная неравномерностью в окружном направлении за ротором, и гармоника с частотой ~ 100 Гц, вызванная колебаниями лопаток по 1-й собственной форме.

Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки в окружном, осевом направлениях и поворот относительно центра тяжести, а также их амплитудно-частотные спектры в течение 11 периодов колебаний, из которых один период гармонический и 10 связанных, показано на рис. 10.

Как видно из графиков (рис. 10, б, г, е), основной вклад в колебания лопаток вносят гармоники с частотой 50 Гц, вызванные неравномерностью потока в окружном направлении и автоколебания с частотой близкой частоте 1-й собственной формы (~ 100 Гц).



a

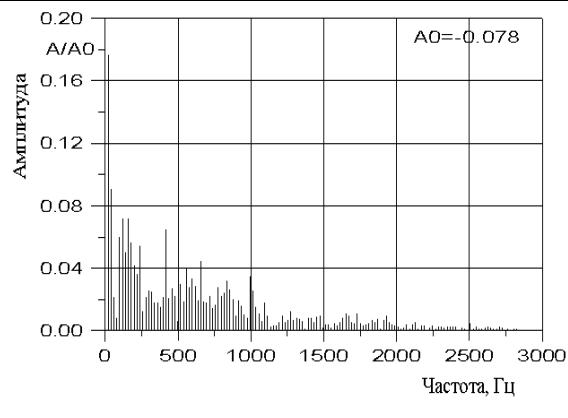
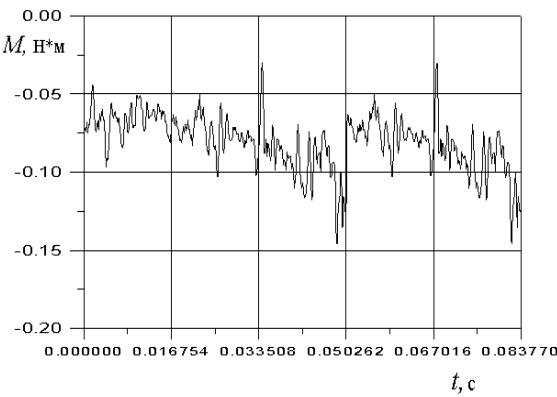
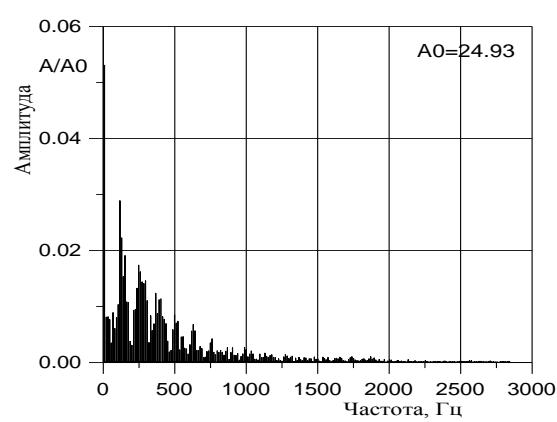
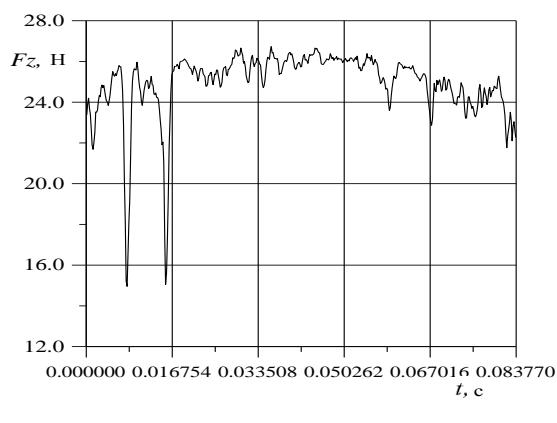
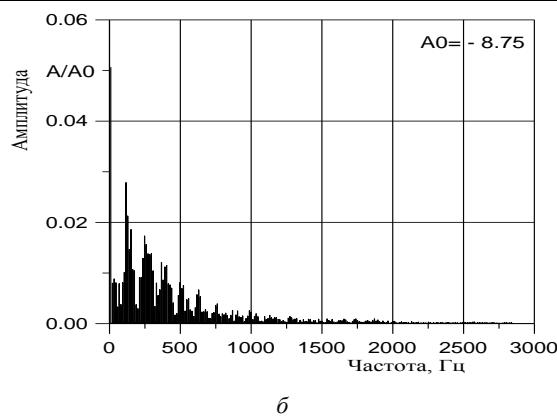
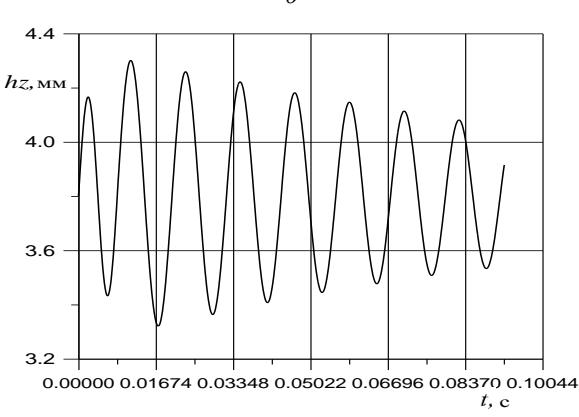
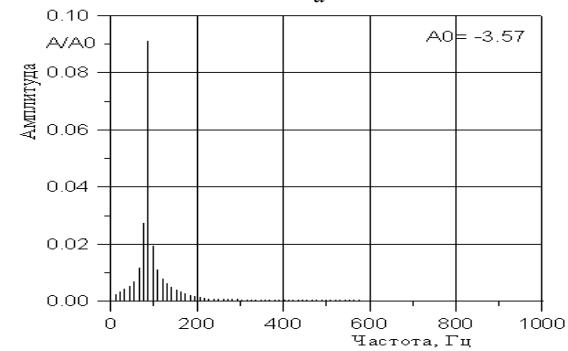
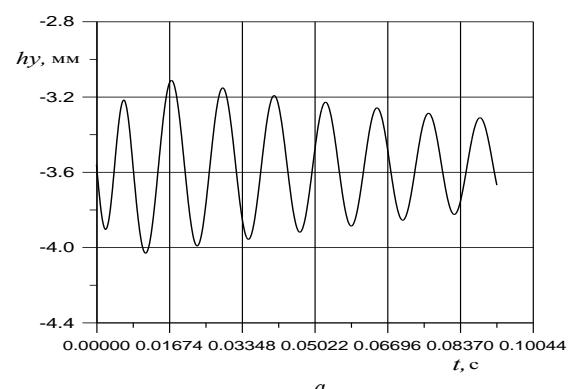


Рис. 9 – Аэродинамическая нагрузка в периферийном слое рабочей лопатки:
а – б – окружная сила; в – г – осевая сила;
д – е – аэродинамический момент



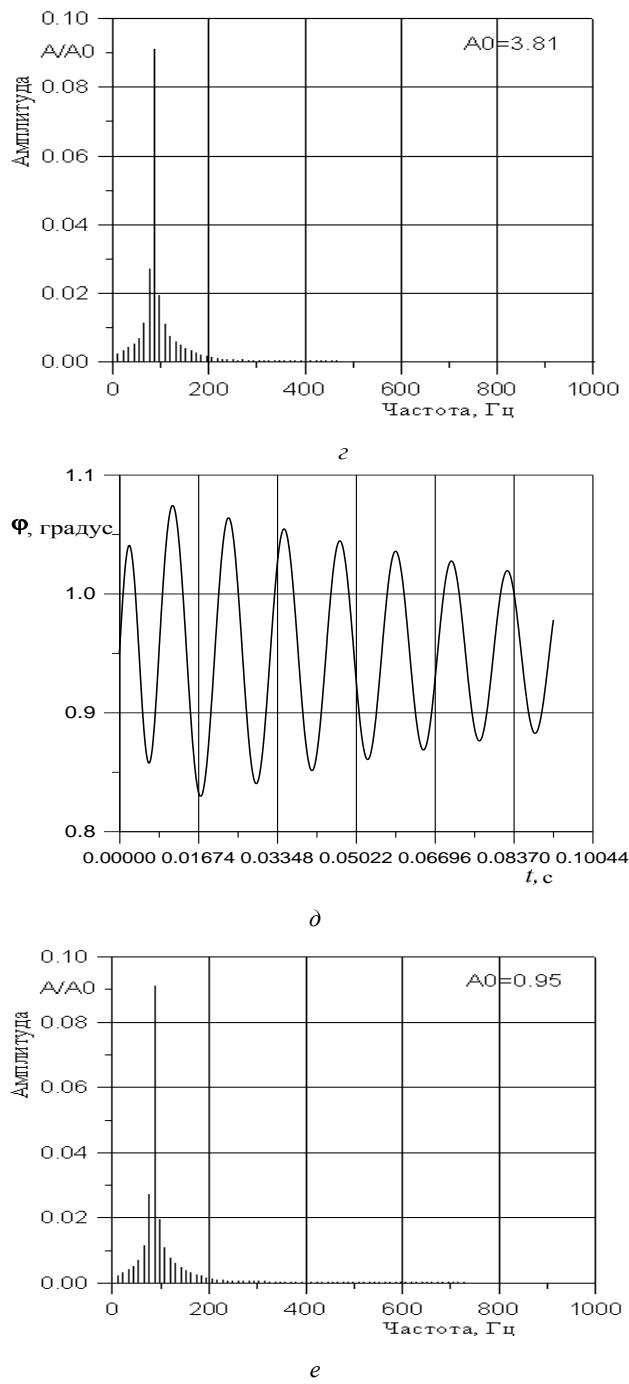


Рис. 10 – Колебания периферийного сечения рабочей лопатки:

а, б – в окружном направлении; в, г – в осевом направлении; д, е – угол поворота

Выводы. Выполнен численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца ротора последней ступени осевой турбины при неравномерном распределении давления за венцом.

Показано, что основной вклад в нестационарные аэродинамические нагрузки вносит низкочастотная гармоника 50 Гц, вызванная окружной неравномерностью потока за ротором.

Основной вклад в колебания лопаток вносят низкочастотная гармоника 50 Гц и автоколебания с

частотой ~ 100 Гц.

Предложенный метод позволяет прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток осевой турбины, включая вынужденные и самовозбуждающиеся вибрации (флаттер, автоколебания).

Список литературы:

1. Cinnella P. A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity / P. A. Cinnella, De Palma, G. Pascazio, [et. al] // Journal of Turbomachinery. – 2004. – № 126. – P. 310–316.
2. Bolcs A. Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results / A. Bolcs, T. H. Fransson. – EPFL Switzerland, 1986. – P. 174.
3. Fransson T. H. Viscous and Inviscid Linear/Nonlinear Calculations Versus Quasi-Three-Dimensional Experimental Data for a New Aeroelastic Turbine Standard Configuration/ T. H. Fransson. M. Jöcker, A. Bölc, [et. al] // ASME Journal of Turbomachinery. – 1999. – Vol. 121. – P. 717–725.
4. Baldwin B. Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flow // B. Baldwin, L. Lomax // AIAA Journal. – 1978. – Vol 78, № 2. – P. 1–45.
5. Gnesin V. I. Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow / V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya // J. Problems in Mash. Eng. – 1999. – Vol 1, No 2. – P. 65–76.
6. Гнесин В. И. Аэроупругое поведение последней ступени турбомашины наnomинальном и частичном режимах / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная // Проблемы машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 1. – С. 48–57.
7. Rzadkowski R. Rotor Blade Flutter in Last Stage of LP Steam Turbine / R. Rzadkowski, V. I. Gnesin, L. Kolodyazhnaya // Proceedings of the 14th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines. – Stockholm, 8–11 September 2015. Р. 1–6.
8. Гнесин В. И. Численный анализ влияния соотношения чисел лопаток статора и ротора на нестационарные нагрузки и режимы колебаний лопаток / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная // Вестник НТУ «ХПИ». Сер. Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2009. – № 3. – С. 23–32.
9. Годунов С. К. Численное решение многомерных задач газовой динамики / С. К. Годунов, А. В. Забродин, М. Я. Иванов, [и др.]. – М.: Наука, 1976. – 400 с.

References (transliterated)

1. Cinnella, P. A., et al "Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity" *Journal of Turbomachinery* 126 (2004): 310–316. Print.
2. Bolcs, A. and T. H. Fransson *Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results*. EPFL Switzerland, 1986. Print.
3. Fransson, T. H., et al "Viscous and Inviscid Linear/Nonlinear Calculations Versus Quasi-Three-Dimensional Experimental Data for a New Aeroelastic Turbine Standard Configuration." *ASME Journal of Turbomachinery* 121 (1999): 717–725. Print.
4. Baldwin, B., and L. Lomax "Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flow." *AIAA Paper* 78.02 (1978): 1–45. Print.
5. Gnesin, V. I. and L. V. Kolodyazhnaya "Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow." *J. Problems in Mash. Eng.* 1.2 (1999): 65–76. Print.
6. Gnesin, V. I. and L. V. Kolodjazhnaja "Ajerouprugoe povedenie poslednej stupeni turbomashiny na nominal'nom i chasticchnom rezhimah." *Probl. mashinostroenija*. 6.1 (2003): 48–57. Print.
7. Rzadkowski, R., V. I. Gnesin, and L. Kolodyazhnaya "Rotor Blade Flutter in Last Stage of LP Steam Turbine" *Proceedings of the 14th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines*. Stockholm, 8–11 September 2015. 1–6. Print.
8. Gnesin, V. I. and L. V. Kolodjazhnaja "Chislennyj analiz vlijanija

sootnoshenija chisel lopatok statora i rotora na nestacionarnye nagruzki i rezhimy kolebanij lopatok." *Bulletin of the NTU "KhPI". Ser.: Jenergeticheskie i teplotehnickie processy i oborudovanie.*

- No 3. 2009. 23–32. Print.
 9. Godunov, S. K., et al *Chislennoe reshenie mnogomernyh zadach gazovoj dinamiki*. Moscow: Nauka, 1976. Print.

Поступила (received) 24.04.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Математическое моделирование и анализ аэроупругих явлений в лопаточном венце турбомашины/ В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски , А. В. Демченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 17–25. – Бібліогр.:9 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Математическое моделирование и анализ аэроупругих явлений в лопаточном венце турбомашины/ В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски, А. В. Демченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 17–25. – Бібліогр.:9 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

The mathematic modeling and analysis of aeroelastic phenomena in turbomashine blade row/ V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya, R. Rzadkowski A. V. Demchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Gidromachines and hidroagregaty. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2018. – № 17 (1293). – P. 17–25. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гнесін Віталій Ісаєвич – доктор технічних наук, професор, головний науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин, Інститут проблем машинобудування ім. А. Н. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua.

Гнесін Віталій Ісаєвич – доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник отдела гидроаэромеханики энергетических машин, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua.

Gnesin Vitaly Isayevich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Колодяжна Любов Володимирівна – доктор технічних наук, старший науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин, Інститут проблем машинобудування ім. А. Н. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; e-mail: lyubovvladimirovna60@gmail.com.

Колодяжная Любовь Владимировна – доктор технических наук, старший научный сотрудник отдела гидроаэромеханики энергетических машин, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: lyubovvladimirovna60@gmail.com.

Kolodyazhnaya Lyubov Vladimirovna – Doctor of Technical Sciences, Senior Researcher, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Жандковський Ромуальд – доктор технічних наук, професор, завідувач відділом динаміки и аеропружності, Інститут проточних машин ПАН, м. Гданськ, Польща; e-mail: z3@imp.gda.pl.

Жандковски Ромуальд – доктор технических наук, профессор, заведующий отделом динамики и аэроупругости, Институт проточных машин ПАН, г. Гданьск, Польша; e-mail: z3@imp.gda.pl.

Rzadkowski Romuald – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Dynamics and Aeroelasticity, The Institute flow machines PAN, Gdansk, Poland.

Демченко Олексій Володимирович – аспірант, Інститут проблем машинобудування ім. А. Н. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; e-mail: demchenkoav99@gmail.com.

Демченко Алексей Владимирович – аспирант, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: demchenkoav99@gmail.com.

Demchenko Alexey Vladimirovich – postgraduate, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

О. П. ГУБАРЕВ, О. С. ГАНПАНЦУРОВА, Н. С. Д'ЯКОНОВА, А. Ю. КОСМИНА

ГІДРОПРИВОД З ПРУЖНО-ГІДРАВЛІЧНИМ ДОЗУВАННЯМ РІДИНИ

Розглянуто можливість позиціонування вихідної ланки гідроприводу шляхом дозованої подачі або відведення рідини з використанням стисливості рідини та пружності трубопроводу у якості фізичної основи для утворення порцій. Встановлено, що різниця тиску в напірній лінії та в порожній циліндрі дозволяє змінювати рідини, яка знаходитьться в трубопроводі. Запропоновано встановити в напірній та/або зливній лініях додатковий клапан, який разом із з'єднувальним трубопроводом і клапаном керування утворюють пружно-гідрравлічний дозатор. За результатами модельних експериментів встановлено межі змін порцій рідини в залежності від тиску живлення, навантаження, об'єму з'єднувальної лінії та властивостей рідини. Розроблено спрощену схему гідроприводу з пружно-гідрравлічним дозуванням рідини.

Ключові слова: гідропривод, керування, стисливість, робоча рідина, дозування, навантаження.

Рассмотрена возможность позиционирования выходного звена гидропривода путем дозированной подачи или отвода жидкости с использованием сжимаемости жидкости и упругой деформации трубопровода в качестве физической основы для образования порций. Установлено, что разница давления в напорной линии и в полости цилиндра позволяет изменять массу жидкости, находящейся в трубопроводе. Предложено установить в напорной и/или сливной линиях дополнительный клапан, который вместе с соединительным трубопроводом и клапаном управления образуют упруго-гидравлический дозатор. По результатам модельных экспериментов установлены границы изменений порций жидкости в зависимости от давления питания, нагрузки, объема соединительной линии и свойств жидкости. Разработана упрощенная схема гидропривода с упруго-гидравлической дозировкой жидкости.

Ключевые слова: гидропривод, управление, сжимаемость, рабочая жидкость, дозирование, нагрузка.

It is shown the possibility of the hydraulic drive positioning by means of dosing supply of a working fluid. The proposition is based on the elastic deformation of a pipeline and compressibility of the working fluid. It is established that the pressure difference between the pressure line and the drain line can change the mass of liquid in pipe. It is proposed to install additional valve in the pressure and/or drain line which, together with the connecting pipeline and control valve, will form an elastic-hydraulic fluid doser. The results of modeling experiments allow to set values of fluid portions depending on supplying pressure, external load, volume of the connecting line and properties of the working fluid. A simplified hydraulic drive scheme with the elastic-hydraulic fluid doser has been developed.

Keywords: hydraulic drive, control, compressibility, working fluid, dosing, load.

Вступ. Підвищення ефективності гіdraulічних засобів автоматизації пов'язано з поєднанням традиційних переваг гідроприводу з гнучкими алгоритмами керування. Суттєве зниження вартості систем керування на основі програмованих контролерів та сенсорів, як засобів моніторингу стану систем, дозволило розширити перелік практичних застосувань у бік їх спрощення. У той же час програмоване керування дозволяє отримувати модернізовані розв'язки традиційних задач з отриманням нової якості автоматизації [1–4]. Більшість властивостей гідроприводу, як позитивних, так і негативних, є наслідками властивостей гіdraulічних рідин та засобів керування подачею рідини [1, 5, 6]. Однією з таких властивостей є стисливість, яка вважається достатньо малою. Саме стисливість є першопричиною гіdraulічних ударів, демпфуючої спроможності деяких елементів та пружної податливості приводу під навантаженням. Спираючись на пружні властивості рідини та гнучкість алгоритмів керування запропоновано використати об'єм рідини в трубопроводах в якості пружного гідроакумулятора. Таким чином, почергово з'єднуючи частину трубопроводу з лінією з більшим тиском та з лінією з меншим тиском можна перепускати через цю ділянку трубопроводу порції рідини, які потраплятимуть до виконавчого гідродвигуна. В залежності від кількості та об'єму таких порцій відбуватиметься позиціонування вихідної ланки приводу у певні координаті без застосування зворотного зв'язку. У випадку застосування зворотного зв'язку, розходження між

заданою та реальною координатами визначатиме кількість та напрямок постачання порцій рідини, об'єм ділянки трубопроводу та різниця тисків.

Аналіз літературних джерел. Відомі технічні рішення з дискретною порційною подачею рідини в гідроприводі для позиціонування вихідної ланки [7–10]. Одним з найпростіших варіантів для позиціонування штоку гідроциліндра є використання двохпозиційних (*On-Off*) розподільників та регулювання витрати часом відкриття клапанів та налаштуванням дроселів. Такий варіант фактично є розподіленим на часові кроки дросельним регулюванням. Тобто система є чутливою до змін в'язкості рідини і обмежує об'єм доданої порції часом відкриття клапану. Дозування з фіксованим об'ємом забезпечує відповідність точності позиціонування до об'єму порції. Так, в приводах із багатопоршневими двигунами позиція зупинки не залежить від стиснення та витоків рідини [7]. Але позиції двигуна обумовлені конструктивними розмірами камер і не можуть бути переналаштовані або змінені під час роботи системи, що звужує коло практичних задач для застосування і підіймає вартість приводу. Цей недолік усунено в багатоканальному гідродвигуні, що має один поршень та звичайні для гідроциліндра габаритні розміри. В стінці гільзи на певних відстанях зроблено отвори, які визначають координати зупинки і з'єднані лініями з розподільниками [7]. Кількість отворів та їх розташування відповідає кількості та координатам позицій вихідної ланки, тобто є конструктивно обумовленим. До недоліків можна віднести складність ущільнення поршня через наявність отворів в гільзі і

© О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, Н. С. Д'яконова, А. Ю. Космина, 2018

велику кількість розподільників. Наприклад, для забезпечення 15 позицій, привід з багатоканальним гідродвигуном, має містити 15 розподільників. На усунення цих недоліків спрямовано використання дозаторних та крокових гідродвигунів і сервоприводів [3, 4, 11].

Дискретний гідропривід дозаторного типу забезпечує рух та позиціонування вихідної ланки (штока) при релейному електричному керуванні тактовим розподільником. Зворотний рух приводу безперервний та здійснюється при вмиканні реверсивного розподільника. Після кожного увімкнення та вимикання тактового розподільника шток, завдяки дозуючому цилінду, переміщується на відповідну до порції рідини відстань. Вихідна ланка утримується в заданій позиції в результаті постійного тиску в штоковій порожнині, виконавчій гідролінії та камері дозуючого циліндра [7, 12].

Застосування пропорційного та сервокерування дозволяє забезпечити точні переміщення робочих органів, захист від перенавантажень, керування швидкостями, силами, моментами, врахування змін температури [1, 3, 11, 13]. Але вартість обладнання та вимоги до рідини і умов експлуатації суттєво звужують сферу використання таких пристройів.

Позиційні приводи з дозованою подачею робочої рідини в значній мірі позбавлені перелічених недоліків [7, 12]. Відомі технічні рішення порційної подачі рідини, в яких запропонована система керування з еталонною моделлю [12]. У моделі, за значенням тиску, координати і навантаження, визначається кількість потрібних порцій рідини, відповідно до певної координати. До недоліку таких приводів можна віднести обмеження щодо максимальної швидкості руху вихідної ланки, яку визначає час наповнення та спорожнення дозатора, час перемикання клапанів, час подачі порцій до цилінду.

Гідропривод, що вміщує алгоритм дозованого керування подачею рідини, який підлагоджує кількість порцій та їх розмір до координат позиціонування та навантаження, або переходить в режим дросельного керування, частково об'єднує властивості пропорційного керування але з використанням дискретних клапанів, дроселів та трубопроводів системи гідроприводу.

Запропоновано поєднати порційне позиціонування, виконане шляхом відокремлення розподільниками ланок гіdraulічних ліній, та дросельне регулювання, шляхом відкриття відокремлюючих клапанів.

За результатами аналізу визначено перелік основних параметрів і чинників впливу на можливість формування порцій рідини в ланках гідроліній та їх подачу у гідродвигун, які необхідно врахувати в системі з пружно-гіdraulічним дозуванням рідини.

Основна частина. Метою досліджень є обґрунтування можливості пружно-гіdraulічного дозування подачі рідини в системах гідроприводу.

Пропонується використання гідроприводу з пружно-деформованим дозуванням подачі рідини з використанням частини трубопроводу напірної або зливної ліній у якості дозуючого гідроакумулятору. Принцип роботи системи полягає в тому, що у дозуючу камеру акумулятору з постійним об'ємом під тиском подається рідина. Під дією тиску рідина пружно-деформується, збільшується маса рідини в камері, після чого камера запирається за допомогою керованого клапану. Далі відкривається клапан, що з'єднує камеру акумулятора з порожниною гідроциліндра. Накопичена під тиском в дозаторі рідина збільшує свій об'єм, а її надлишок поступає у порожнину циліндра та переміщує поршень на відповідну відстань. Таким чином здійснюється подача порції рідини, що припадає на один імпульс керування. Повторення імпульсу декілька разів, при однакових умовах, забезпечить переміщення штоку гідроциліндра на більшу відстань.

Запропонована система може бути використана для додаткового позиціонування штоку гідроциліндра з дросельним регулюванням. Наприклад, в системі гідроприводу (рис. 1) кінцеве положення штоку (КП) повинно змінюватись через певну кількість операцій, але різниця положень не перевищує декілька міліметрів.

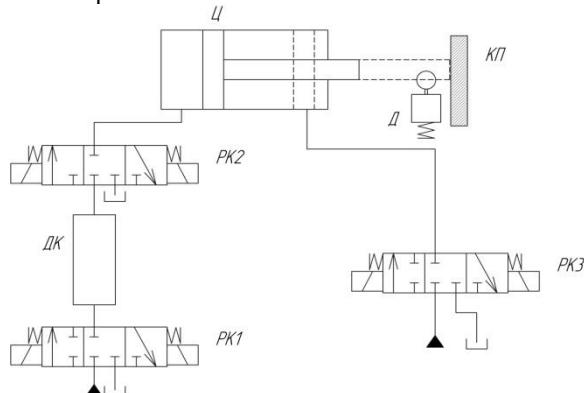


Рис. 1 – Схема підключення дозуючої камери (Ц – циліндр, РК1, РК2, РК3 – розподільники, ДК – дозуюча камера, Д – датчик, КП – кінцеве положення)

На певній відстані до кінцевого положення встановлено датчик (Д), до якого здійснюється рух штоку з використанням дросельного регулювання швидкості. Після отримання сигналу від датчика Д система переходить на рух з дозованою подачею рідини. З камери дозування імпульсно додаються порції рідини і шток переміщується у відповідну до кількості порцій позицію.

На етапі обґрунтування схеми приводу з пружно-гіdraulічним позиціонуванням здійснено теоретичні розрахунки з наступними припущеннями: температура робочої рідини не змінюється; надлишковий тиск в штоковій порожнині без навантаження дорівнює нулю; трубопровід, що з'єднує дозуючу камеру з поршневою порожниною, не деформується або має незначний об'єм, сили тертя в гідродвигуні відсутні; витоки в системі відсутні; швидкість руху поршня не впливає на об'єм порцій.

За основу, при розрахунку руху поршня вперед, була прийнята схема (рис. 1). Змодельований процес полягає в наступному. Рідина під тиском подається до системи. На початку розподільники PK1 та PK2 закриті, клапан PK3 знаходиться в крайньому правому положенні. Спочатку PK1 відкривається на час Δt , рідина заповнює дозуючу камеру, принцип роботи якої побудований на стисненні робочої рідини під більшим тиском та подальшому розширенні рідини під меншим тиском. Далі PK1 закривається, після чого, на час Δt , відкривається PK2 і рідина з дозуючої камери подається у поршневу порожнину, тиск в камері і порожнині вирівнюється. Клапан PK2 закривається. Відповідно до порції рідини, що надійшла до порожнини циліндра, шток гідроциліндра переміщується.

Теоретичне обґрунтування параметрів системи з пружно-гідравлічним дозуванням подачі рідини спрямоване на визначення величини переміщення штoku гідроциліндра. В теоретичному розрахунку було враховано параметри системи (тиск, навантаження, параметри гідроциліндра, додатковий об'єм рідини в гідроапаратурі), властивості робочої рідини, параметри дозуючої камери (розміри та деформація під дією тиску).

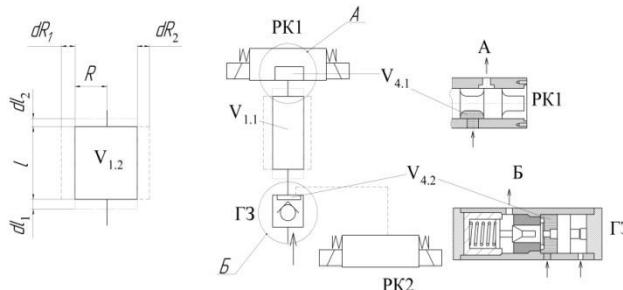


Рис. 2 – Розрахункова схема моделі пружно-деформованого дозатора гідроприводу з розподілом деформації на складові V_{11} – камера дозатора, А, Б – варіанти відокремлюючих пристрій, PK1 – клапан керування підводом рідини до циліндра, PK2 – клапан керування підвodom рідини до камери дозатора, V_{41} та V_{42} – додатковий об'єм відокремлюючих пристрій

Для системи (рис. 2) було складено спрощений математичний опис (1) для визначення координати вихідної ланки при позиціонуванні штока гідроциліндра [7]:

$$y_d = y_t \cdot n_y + \Delta y_d; \\ y_t = F_0 \cdot l_0 / (\sigma_d \cdot q_d), \quad (1)$$

де y_d – координата вихідної ланки; y_t – ідеальне переміщення вихідної ланки в межах одного такту; n_y – кількість тактів, що було зроблено; Δy_d – похибка позиціонування вихідної ланки; F_0 та l_0 – площа та хід поршня дозуючого циліндра; q_d – ефективна площа поршня; σ_d – відношення площин поршня в порожнинах гідроциліндра.

Величина n_y дорівнює кількості імпульсів дозування. При оцінці похибки позиціонування враховано пружні властивості рідини та камер, тиск і навантаження (2):

$$p_c = \frac{p_n}{\sigma_d} - \frac{H_c}{\sigma_d \cdot q_d \cdot \eta_{dm}} \\ \Delta y_{d1} = \frac{p_c - p_{at}}{\sigma_d \cdot q_d} \cdot \left(\frac{V_{jk}}{E_{jk}} + \frac{V_y}{E_y} \right) + \\ + \frac{V_{at}}{\sigma_d \cdot q_d} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{at}}{p_c} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \\ \Delta y_{d2} = \frac{p_c - p_{at}}{p_{nom} - p_{at}} + \frac{Q_{unom} \cdot t_{pos}}{\sigma_d \cdot q_d} \\ \Delta y_d = \Delta y_{d1} + \Delta y_{d2} \quad (2)$$

де p_c та p_n – тиск в штоковій та поршневій порожнинах; H_c – зовнішнє статичне навантаження на вихідну ланку; η_{dm} – механічний ККД гідроциліндра; p_{at} – атмосферний тиск; V_{jk} , V_y та V_{at} – об'єми рідини, стінок та повітря; E_{jk} – модуль пружності рідини; E_y – приведений модуль пружності стінок; n – показник політропного процесу стиснення газу; p_{nom} – номінальний тиск рідини; Q_{unom} – номінальні витоки рідини; t_{pos} – час позиціонування вихідної ланки.

Відносне подовження дозуючої камери можна визначити як [14]:

$$dl = \frac{\omega(x)}{R},$$

де $\omega(x)$ – радіальне переміщення точок оболонки.

Розрахунки проводились для металевих труб та рукавів високого тиску.

Для розрахунку деформації рукавів високого тиску за розподілом навантаження між шарами обплетення використано залежності 3 – 5 [14].

Для рукава з обплетенням з врахуванням сумісності деформацій та переміщень:

$$p_1 = p \cdot \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2 + 2d_1^2} \right); \quad (3)$$

$$p_2 = \frac{p \cdot d_1^2}{d_2^2 + 2d_1^2}$$

де p_1 – тиск на перше обплетення (внутрішнє); p_2 – тиск на друге обплетення (зовнішнє); d_1 та d_2 – середні розрахункові діаметри першого обплетення та другого.

$$p_1 = 0,735 \cdot k_B \cdot N \cdot n \cdot \frac{1}{d_1^2} \quad (4)$$

$$p_2 = 0,735 \cdot k_B \cdot N \cdot n \cdot \frac{1}{d_1^2 + d_2^2}$$

де k_B – міцність обплетення до розриву; N – кількість шарів проволоки, що викладаються шпулею однієї машини; n – кількість проволок на шпулі.

Рівняння для визначення тиску розриву матиме вигляд:

$$\begin{aligned} p_B &= 0,735 \cdot k_B \cdot N \cdot n \cdot \left(\frac{1}{d_1^2} + \frac{1}{d_1^2 + d_2^2} \right) \cdot \left(\frac{C_1}{C_2} \right); \\ C_1 &= 1 - 0,015 \cdot (n-1); \\ C_2 &= 1 + \frac{1}{\varepsilon}, \end{aligned} \quad (5)$$

де C_1, C_2 – поправочні множники.

Для дозуючої камери у вигляді сталевого трубопроводу використано залежності (6) – (12). Початкові дані для розрахунку системи: тиск в дозуючій камері p_1 , бар; тиск навантаження p_2 , бар; діаметр штока гідроциліндра d_1 , м; діаметр поршня гідроциліндра D_1 , м; довжина дозуючої камери l , м; внутрішній діаметр дозуючої камери d , м; зовнішній діаметр дозуючої камери D , м; товщина стінки дозуючої камери h , м; модуль пружності (сталь) E_1 , Па; модуль пружності (робоча рідина) E_2 , Па; додатковий об'єм відсічних клапанів (кранів) V_4 , м³. Початковий об'єм дозуючої камери:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l. \quad (6)$$

Після подачі рідини під тиском у дозуючу камеру відбувається радіальне переміщення стінок внаслідок дії тиску p_1 , яке розраховується за залежністю (7). При розрахунку деформації враховуємо властивості матеріалу [15]:

$$\begin{aligned} dR &= \frac{0,25 \cdot p_1 \cdot d^2}{E_1 \cdot h}; \\ E &= -V \cdot \left(\frac{dp}{dV} \right). \end{aligned} \quad (7)$$

Визначаємо приріст об'єму поршневої камери під дією тиску p_1 за залежністю (8). При цьому враховуємо тиск в штоковій порожнині. Якщо на шток не діє навантаження та розподільник стоїть в положенні на злив, тоді тиск p_2 приймається рівним нуль бар, отримуємо:

$$\begin{aligned} dV_1 &= V_1 \cdot \beta_p \cdot (p_1 - p_2); \\ \beta_p &= \frac{1}{E_2}. \end{aligned} \quad (8)$$

де β_p – коефіцієнт стиснення робочої рідини (м²/Н).

Додатковий об'єм в двох розподільниках також впливає на величину доданої порції рідини та

переміщення. Розрахуємо зміну загального об'єму рідини під тиском p_1 :

$$dV_2 = \beta_p \cdot (V_{4,1} + V_{4,2}) \cdot (p_1 - p_2). \quad (9)$$

Визначаємо сумарну зміну об'єму рідини від розширення камери та стисливості рідини:

$$dV_3 = dV_1 + dV_2. \quad (10)$$

За отриманими даними визначаємо розрахункову величину переміщення поршня при одинарному імпульсі спрацювання клапанів РК1 і РК2 та додаванні однієї порції рідини з дозуючої камери:

$$\Delta h = \frac{dV_z}{S}; \quad S = 0,25 \cdot \pi \cdot d_1^2. \quad (11)$$

де S – площа поршневої порожнини гідроциліндра.

Розраховуємо позицію зупинки поршня з врахуванням кількості одиничних імпульсів k :

$$\Delta h = \frac{dV_z}{S}; \quad h = \Delta h \cdot k. \quad (12)$$

Залежність (12) використовуємо для розрахунку необхідної кількості імпульсів при відомій координаті позиціонування.

За залежностями (2) – (12) виконано комп'ютерне моделювання щодо визначення переміщення вихідної ланки приводу від основних параметрів системи. В якості робочої рідини для розрахунків було обрано масло АМГ-10, модуль об'ємної пружності якої дорівнює 130400 Н/см² [6]. Розрахункові параметри трубопроводів були обрані згідно ДСТУ 16516-80.

Подальше дослідження спрямоване на визначення впливу тиску живлення, довжини та діаметру трубопроводу дозуючої камери і навантаження на об'єм порції рідини та переміщення поршня. На першому етапі розглянуто вплив довжини трубопроводу дозуючої камери на величину переміщення штoku при різних значеннях діаметру і фіксованому тиску (рис. 3).

Розрахунки виконано за умов відсутності навантаження, тобто враховано тільки деформацію рідини під впливом зміни тиску та деформацію трубопроводу камери. Довжина трубопроводу камери змінювалась в діапазоні від 2,5 до 9 метрів. Діаметри сталевого трубопроводу були прийняті за стандартним рядом: 6, 8, 10 та 12 мм. Значення тиску живлення змінювались від 30 до 60 бар. Модуль пружності матеріалу трубопроводу прийнято 200000 МПа. Товщина стінок трубопроводів діаметром 6 та 8 мм дорівнює 2 мм, а трубопроводів діаметром 10 та 12 мм дорівнює 2,25 мм. Розрахунки було виконано для циліндра з внутрішнім діаметром гільзи 30 мм.

Отримані результати свідчать про те, що зі збільшенням об'єму дозуючої камери, при незмінному тиску, зростає величина переміщення поршня. Так для діаметру 6 мм зростання відбувається в межах від 0,4 мм до 2,4 мм в залежності від тиску живлення (рис. 4). Збільшення діаметру до 8 мм фактично призводить до

збільшення об'єму камери в 1,78 рази. Але зростання

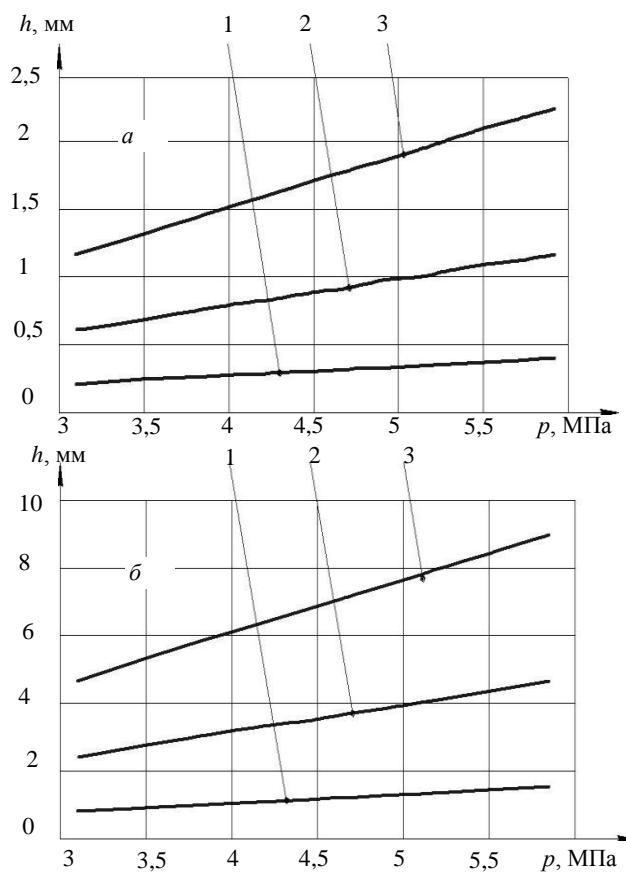


Рис. 3 – Залежності кроку переміщення від тиску живлення для діаметрів 8 мм (а) та 12 мм (б) при довжині: 1 – 2,5 м, 2 – 5 м, 3 – 7,5 м

переміщення складає всього від 0,6 мм до 4,1 мм замість 0,71 та 4,3 мм відповідно.

Подальше збільшення діаметру до 10 мм забезпечило переміщення від 1,1 мм до 6,5 мм при збільшенні об'єму камери в 1,56 рази. Тобто, у разі пропорційної залежності, в порівнянні з діаметром 8 мм, переміщення мало бути 0,936 та 6,4 мм відповідно.

Останній розрахунок виконано для діаметру трубопроводу 12 мм. Розрахункові переміщення також зросли до 1,8 мм та 9,2 мм. При перерахунку до збільшенні об'єму в 1,44 рази переміщення, у разі пропорційної залежності від об'єму, мало складати 1,58 та 9,36 мм.

Всі розрахункові залежності, для розглянутого діапазону тиску, мають лінійний характер, що надає зручності для пошуку необхідних параметрів камери. Спираючись на пропорційність доданого стисливістю об'єму до основного об'єму камери були отримані наступні перерахункові значення для одного кроку переміщення (табл. 1).

Отримані дані вказують на більшу відповідність результатів перерахунку до заданих переміщень при збільшенні об'єму камери дозатора (див. довжина 7 метрів та довжина 2,5 метри). Відхилення у першому

випадку не перевищують 4 %, а для камери меншого об'єму складають до 17 %. Було помічено, що зміни перерахункових значень не мають квадратичної залежності від збільшення діаметру, хоча об'єм камери має таку залежність. У якості припущення було прийнято, що для камер меншого об'єму більш суттєвий вплив мають зайді об'єми перекриваючих пристрій дозатора (клапанів або гідрозамків).

Таблиця 1 – Перерахункові переміщення поршня за один імпульс дії дозатора: d – діаметр трубопроводу дозатора, l – довжина трубопроводу дозатора

d , мм	$l = 2,5$ м				$l = 7,0$ м			
	перерах. Δh при d	6	8	10	12	6	8	10
6	0,4	0,33	0,39	0,45	2,4	2,31	2,34	2,31
8	0,71	0,6	0,63	0,8	4,3	4,1	4,16	4,08
10	1,1	0,94	1,1	1,25	6,5	6,64	6,5	6,38
12	1,6	1,35	1,58	1,8	9,6	9,22	9,36	9,2

Щодо неквадратичності залежності переміщення від об'єму було відмічено змінний вплив об'єму порожнини гідроциліндра. Так, додана у порції кількість рідини змінює свій об'єм при переході з камери дозатора до порожнини циліндра. Зміна об'єму всієї рідини в порожнині циліндра обумовлена також зміною тиску та співвідношенням доданого об'єму і початкового об'єму порожнини. Таким чином, для початкової координати поршня майже вся додана рідини переходить в додане переміщення.

У випадку значного об'єму порожнини циліндра доданий об'єм рідини частково призведе до збільшення густини рідини в циліндрі, і тільки після врівноваження тиску, залишкова частина рідини переїде в рух поршня.

Ймовірно, що одним чинником нелінійності є товщина стінок трубопроводу. Тобто, при одинакових значеннях тиску трубопроводи фактично працюють в різних умовах, що спричиняє різницю в показниках кроку переміщення. У той же час, при незмінному діаметрі трубопроводу, залежності від тиску та довжини матимуть теоретично лінійний вигляд.

На другому етапі досліджень було розглянуто вплив тиску живлення і навантаження на значення кроку переміщення. Розрахунки виконано відповідно до залежностей (2) – (12). Врахування навантаження виконано шляхом розрахунку різниці тисків між камерою дозатора та відокремленою порожниною гільзи циліндра (рис. 2). Перерахунок зроблено для діаметру гільзи 30 мм і діаметру штока 16 мм.

В дослідженні не враховано динаміку змін тиску під час руху поршня, негерметичність ущільнень поршня, негерметичність відсічних клапанів дозатора. Останній чинник є найбільш важливим, оскільки перепад тиску на ущільненнях клапанів змінюватиметься при зміні навантаження і потребує експериментальної перевірки.

Спочатку, за залежностями (рис. 4) має бути підібрано параметри дозатора, а саме діаметр і довжину, за заданим значенням кроку позиціонування Δh і відомим тиском живлення в системі. Наприклад,

$$F_m = 0,5\Delta p \cdot S_k$$

для отримання переміщення поршня 1,1 мм при тиску живлення 5,0 МПа можуть бути застосовані наступні комбінації значень діаметру і довжини дозатора (для вказаного типу рідини): $d = 16$ мм, $l = 0,7$ м; $d = 12$ мм,

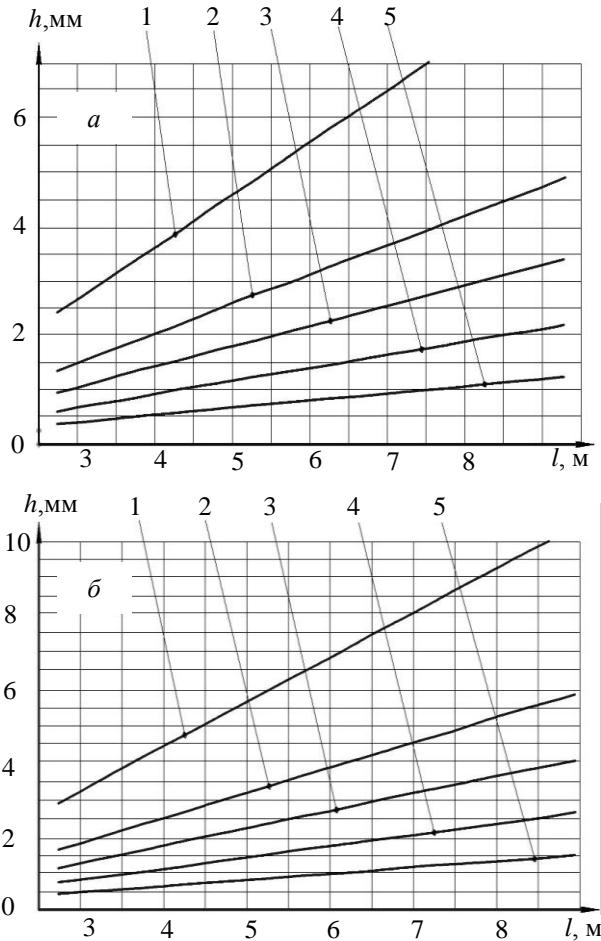


Рис. 4 – Залежності для визначення діаметру і довжини пружно-гідравлічного дозатора по кроху h без навантаження при тиску живлення 50 бар (а) та 60 бар (б): 1 – 16 мм, 2 – 12 мм, 3 – 10 м, 4 – 8 мм, 5 – 6мм

$l = 2,5$ м; $d = 10$ мм, $l = 3,6$ м; $d = 8$ мм, $l = 5,5$ м; $d = 6$ мм, $l = 10,8$ м (перше і останнє співвідношення – за результатами екстраполяції).

Зауважимо, що довжина камери дозатора впливає на час заповнення та час спрацювання дозатора. Так, хвиля тиску розповсюджується зі швидкістю звуку, яка перевищує 1300 м/с. Але, для встановлення оновленого значення тиску відбудеться декілька коливань тиску, під дією яких до трубопроводу надійде додаткова маса рідини:

$$\Delta m = \Delta V_3(p + \Delta p) = l \cdot \Delta S_k(p + \Delta p),$$

де Δp – зміна густини, що відповідає зміні тиску, ΔS_k – умовний приріст питомої площині дозатора, який враховує зміну діаметра та зміну густини.

В першому наближенні час надходження порції або час зміни густини в камері може бути розрахований за моделлю прискореного руху. При цьому шлях переміщення доданої маси може бути прийнятий половиною довжини камери. Середнє значення зусилля визначається підвищением тиску:

де S_k – площа перерізу камери дозатора.

Далі, для підібраних значень параметрів дозатора, розглянуто вплив навантаження на величину кроху переміщення (рис. 5). Значення навантаження перераховано у доданий тиск в поршневій порожнині відповідно до діаметра гильзи 30 мм. Значення тиску зливної лінії та діаметрів поршня і штока залишається незмінним. Наприклад, якщо було обрано діаметр трубопровода дозатора 12 мм і його довжина 5 м, а тиск живлення складав 5,0 МПа, то крок переміщення складатиме 2,3 мм при відсутньому навантаженні.

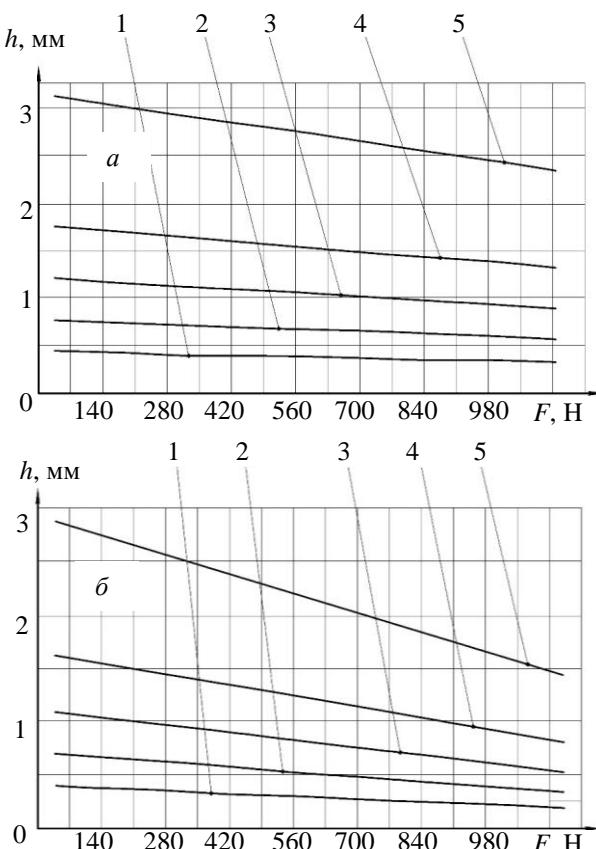


Рис. 5 – Корегувальні залежності для врахування впливу навантаження на крок переміщення при довжині дозатора 2,5 м (а) та 5,0 м (б) та діаметрах 1 – 6 мм, 2 – 8 мм, 3 – 10 мм, 4 – 12 мм, 5 – 16 мм

Вплив навантаження враховуємо за допомогою корегуючої залежності для обраного значення тиску та параметрів дозатора (рис. 5, а, залежність 4). Наприклад, навантаження складає 560 Н, тоді значення тиску в поршневій порожнині збільшиться на 0,8 МПа. Відповідно до цього значення, тиску живлення та параметрів дозатора знаходимо відкориговане значення кроху переміщення, яке складатиме 1,1 мм. Комплект розрахункових залежностей, аналогічних до (рис. 4–5), надає передумови до визначення кроху переміщення з врахуванням тиску живлення, навантаження, діаметру і довжини камери дозатора, властивостей рідини і матеріалу камери дозатора.

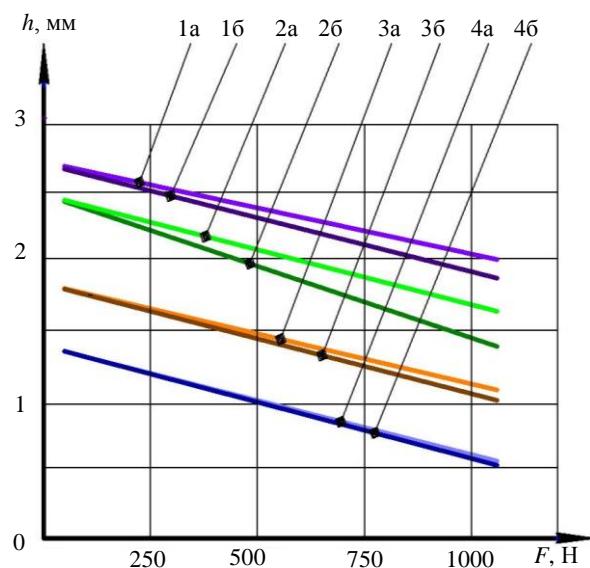


Рис. 6 – Вихідні (a) та апроксимуючі (б) залежності кроку переміщення від навантаження при тиску живлення: 1 – 60 bar, 2 – 50 bar, 3 – 40 bar, 4 – 30 bar

Використання результатів досліджень в системі керування передбачає попередній розрахунок необхідної кількості кроків для позиціонування приводу та відпрацювання відповідної кількості імпульсів сигналу керування. Аналіз залежностей (рис. 3–5) вказує на лінійну залежність кроку переміщення від тиску живлення і навантаження, та на нелінійну залежність від діаметру та довжини камери дозатора (табл. 1). Запропоновано виконувати розрахунок кроку переміщення в два етапи.

Спочатку, за бажаним значенням кроку, заданим на основі необхідної точності переміщення, обираємо діаметр та довжину камери дозатора для відомого тиску живлення. Цей крок спирається на розрахункові нелінійні залежності (табл. 1).

Другим етапом здійснюється врахування навантаження, при цьому може бути скореговане значення тиску живлення. Вплив на значення кроку як тиску, так і навантаження може бути охарактеризовано лінійними залежностями, для чого побудовано апроксимуючі функції (рис. 6).

Кожен набір параметрів дозатора (діаметр, довжина, тип рідини, матеріал камери, додаткові об'єми відсічних клапанів) потребує попереднього моделювання (2–12) і визначення характеристик дозатора. За умов фіксації перелічених параметрів побудовано апроксимуючі залежності, які, наприклад, для діаметра 16 мм і довжини 2,5 м, мають вид табл. 2.

Перехід від розрахункової моделі (2–12) до залежностей (табл. 2) дозволяє додати до системи керування еталонну модель, час опрацювання якої не перевищуватиме 0,002 с. Тобто, практично одночасно з подачею сигналу керування, відбуватиметься розрахунок уточненої кількості імпульсів за поточним значенням навантаження. В цьому випадку, замість датчика переміщення вихідної ланки привода буде використано датчик тиску, АЦП, контролер і еталонна розрахункова модель, яка буде імітувати дії приводу і

надавати дані для розрахунку сигналів керування [4, 16, 17].

Таблиця 2 – Апроксимуючі залежності кроку переміщення за один імпульс сигналу керування від тиску живлення і навантаження

Тиск живлення $p_{ж}$, бар			
60	50	40	30
Розрахунок кроку Δh з врахуванням навантаження p_n			
$0,17 \cdot p_n + 2,86$	$-0,265 \cdot p_n + 2,61$	$-0,185 \cdot p_n + 1,93$	$-0,2 \cdot p_n + 1,456$
Апроксимуюча залежність			
$\Delta h_m = -0,205 \cdot p_n + 0,4899 \cdot p_{пит} + 0,9875$			

Перехід від уточненого розрахунку (2–12) до апроксимуючих залежностей не призводить до суттєвих відхилень, оскільки максимальні відхилення складають відповідно до тиску живлення 1: 0,025, 2: 0,2058, 3: 0,292, 4: 0,108 (рис. 6).

Висновки. Показано, що під'єднувальні трубопроводи гідроциліндра можуть бути використані для пружно-деформаційного дозування подачі рідини в гідроприводі для виконання переміщень в діапазоні від десятих долів до десятків міліметрів, у тому числі із автономним живленням від гідро-газового акумулятора.

Встановлено, що значення одного кроку переміщення поршня при пружно-деформаційному дозуванні подачі рідини суттєво залежить від довжини і діаметра дозуючого трубопроводу, матеріалу та товщини його стінок і властивостей рідини, та має майже лінійні залежності від тиску живлення і навантаження.

Запропоновано додати до системи гідроприводу дросельного регулювання контур точного позиціонування, побудований на використанні пружних властивостей гіdraulічних ліній, керування яким здійснюється за частотно-імпульсним принципом із застосуванням еталонної моделі в алгоритмі керування.

Для практичної побудови еталонної моделі необхідне експериментальне дослідження впливу перетікань рідини та робочого об'єму клапанів на крок переміщення вихідної ланки.

Список літератури

1. Бочаров В. П. Гідроліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки: навч. посіб. / В. П. Бочаров, М. М. Глазков, Г. Й. Зайончковський [и др.]. – К. : «НАУ-друк», 2011. – 472 с.
2. Черкащенко М. В. Гидропневмоавтоматика / ред. К. В. Савельєва. – Х. : Гидроэлекс, 2002. – 75 с.
3. Яхно О. М. Введение в мехатронику / ред. О. М. Яхно, А. В. Узунов, А. Ф. Луговской [и др.]. – К. : НТУУ «КПІ», 2008. – 528 с.
4. Burennikov Y. Mechatronics hydraulic drive with regulator based on artificial neural network / Y. Burennikov, L. Kozlov, V. Pylyavets, O. Piontkevich // International conference on innovative research. ICIR EUROINVENT. – Romania, 2017.
5. Лурье З. Я. Уравнение состояния и физико-механические характеристики рабочей жидкости при моделировании переходных процессов в гидроприводе / З. Я. Лурье,

- И. В. Николенко, А. Н. Рыжаков // «Промышленная гидравлика и пневматика». – 2013. – № 3(41). – С. 49–58.*
6. *Трофимов В. А. Рабочие жидкости систем гидропривода. / В. А. Трофимов, О. М. Яхно, А. П. Губарев [и др.]. – К.: НТУУ «КПИ», 2009. – 184 с.*
7. *Автушко В. П. Дискретные гидроприводы: Учеб.-метод. пособие "Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин" Ч. 1 Принципы построения и область применения. / В. П. Автушко, П. Н. Кишкевич, М. И. Жилевич. – Минск: БГПА, 2000. – 78 с.*
8. *Yi Ye Position control of nonlinear hydraulic system using an improved PSO based PID controller / Yi Ye, Chen-Bo Yin, Yue Gong, Jun-jing Zhou // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2017. – Vol. 83. – P. 241–259.*
9. *Koskinen K. T. Position control of a water hydraulic cylinder / K. T. Koskinen, E. Mäkinen, M. J. Vilenius, T. Virvalo // Fluid Power. Third JHPS International Symposium. – Tampere: Finland, 1996. – P. 43–48.*
10. *Gradl C Sensorless position control with a hydraulic stepper drive. Concept, compression modeling and experimental investigation. / C. Gradl, A. Plöckinger, R. Scheidl // Mechatronics. – 2016. – Vol. 35. – P. 91–100.*
11. *Ewald R Proportional und Servoventil-Technik Der Hydraulik Trainer Band 2. / R. Ewald, J. Hutter, D. Kretz, A. Schmitt. – Bosch Rexroth, 1998. – P. 304.*
12. *Галецький О. С. Позиційний привод на основі пневмогідравлічного дозатора. / О. С. Галецький, О. В. Узунов // Матеріали XIX Міжнар. науково-технічної конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: тези доповідей. – Кіровоград, 2014. – С. 89–90.*
13. *Варнавський С. М. Проблемы гидравлики / С. М. Варнавский [и др.]. – М.: Наука, 1969. – С. 40–48.*
14. *Медедова Ю. А. Расчет рукавов высокого давления по распределению нагрузки между слоями оплетки / Ю. А. Медедова // Вестник СГТУ. – 2011. – № 3(58), вып. 2. – С. 97–102.*
15. *Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов. / Г. С. Писаренко. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.*
16. *Узунов А. В. Экспериментальное исследование электрогидропривода со встроенной моделью / А. В. Узунов, А. А. Балагурин // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені М. Остроградського. – 2008. – № 2 (49), Ч. 2, С. 28–32.*
17. *Репин А. И. Идентификация и адаптация автоматических систем регулирования с использованием имитационных моделей / А. И. Репин, А. Н. Максимов, Н. И. Смирнов, В. Р. Сабанин, [и др.] // ИММОД: сб. тр. конф. – Санкт-Петербург: ФГУП ЦНИИ технологии судостроения, 2007. – С. 178–182.*
2. *Cherkashenko, M. V. Gidropnevmoavtomatika. Kharkov: Gidroleks, 2002. Print.*
3. *Yakhrno, O. M., et al. Vvedeniye v mekhatroniku. Kyiv: NTU «KPI», 2008. Print.*
4. *Burenkov, Y., et al "Mechatronics hydraulic drive with regulator based on artificial neural network" International conference on innovative research. ICIR EUROINVENT. Romania, 2017. Print.*
5. *Lurye, Z. Ya., I. V. Nikolenko, and A. N. Ryzhakov "Uravneniya sostoyaniya i fiziko-mekhanicheskiye kharakteristiki rabochey zhidkosti pri modelirovaniyu perekhodnykh protsessov v gidroprivode." Promyshlennaya gidravlika i pnevmatika 3.41 (2013): 49–58. Print.*
6. *Trofimov, V. A., et al. Rabochie zhidkosti sistem gidroprivoda. Kyiv: NTUU «KPI», 2009. Print.*
7. *Avtushko, V. P., P. N. Kishkevich, and M. I. Zhilevich. Diskretnye gidroprivody: Uchebno-metodicheskoe posobie "Gidropnevmosistemy transportnyih i tehnologicheskikh mashin" v Vol. 1. Printsipy postroeniya i oblast primeniya hydraulic system. Minsk: BSPA, 2000. Print.*
8. *Yi Ye, et al. "Position control of nonlinear hydraulic system using an improved PSO based PID controller." Mechanical Systems and Signal Processing 83 (2017): 241–259. Print.*
9. *Koskinen, K. T., et al. "Position control of a water hydraulic cylinder." Fluid Power. Third JHPS International Symposium Tampere: Finland, 1996. 43–48. Print.*
10. *Gradl, C. A. Plöckinger, and R. Scheidl "Sensorless position control with a hydraulic stepper drive. Concept, compression modeling and experimental investigation." Mechatronics 35 (2016): 91–100. Print.*
11. *Ewald, R., et al. Proportional und Servoventil-Technik Der Hydraulik Trainer Band 2. Bosch Rexroth, 1998. Print.*
12. *Haletskyi, O. S., and O. V. Uzunov "Positional hydraulic drive based on pneumohydraulic dispenser." Tezy dopovidei XIX Mizhnarodnoi naukovo-tehnichnoi konferentsii «Hidroaeromehanika v inzhenernii praktytsi» Kirovohrad, (2014): 89–90. Print.*
13. *Varnavskiy, S. M., et al. Problemyi gidravliki. Moscow: Nauka, 1969. Print.*
14. *Mefedova, Yu. A. "Calculation of hoses of high pressure for load distribution between braiding layers." Bulletin SSTU. No 58.3. 2011. 97–102. Print.*
15. *Pisarenko, G. S. Spravochnik po soprotivleniyu materialov. Kyiv: Naukova dumka, 1988. Print.*
16. *Uzunov, A. V., and A. A. Balagurin "Eksperimentalnoye issledovaniye elektrogidroprivoda so vstroyennoy modelyu." Bulletin Kremenchutskoho derzhavnoho politekhnichnogo universytetu imeni Mykhaila Ostrohradskoho. No 49.2. 2008. 28–32. Print.*
17. *Repin, A. I., et al. "Identifikatsiya i adaptatsiya avtomaticeskikh sistem regulirovaniya s ispolzovaniyem imitatsionnykh modeley." IMMOD, JSC "SSTC", Saint-Petersburg: FGUP TsNII tehnologii sudostroeniya, 2007. 178–182. Print.*

Надійшла (received) 20.04.2018

References (transliterated)

1. Bocharov, V. P., et al. *Hidravlika ta hidropnevmprostroi aviatsiinoi tekhniki: navch. posib.* Kyiv: «NAU-druk», 2011. Print.

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Гідропривод з пружно-гідравлічним дозуванням рідини / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцуррова, Н. С. Д'яконова, А. Ю. Космина // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ«ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 25–33. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Гидропривод с пружинно-гидравлическим дозированием жидкости / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцуррова, Н. С. Д'яконова, А. Ю. Космина // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ«ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 25–33.. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

The hydraulic drive with the elastic-hydraulic dosing of a working fluid / O. P. Gubarev, O. S. Ganpantsurova, N. S. Diakonova, A. Yu. Kosmyna // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – № 17 (1293). – P. 25–33.. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Губарев Олександр Павлович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua.

Губарев Александр Павлович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», профессор кафедры «Прикладная гидроаэромеханика и мехатроника»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua.

Gubarev Oleksandr Pavlovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University of Ukraine " Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of Applied Hydro-Aeromechanics and Mechatronics; tel. (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua.

Ганпанцюрова Оксана Сергіївна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім.. І. Сікорського», доцент кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpantsurova@ukr.net.

Ганпанцюрова Оксана Сергеевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», доцент кафедры «Прикладная гидроаэромеханика и мехатроника»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpantsurova@ukr.net.

Ganpantsurova Oksana Serhiyivna Pavlovich – Candidate of Technical Sciences, Docent, National Technical University of Ukraine " Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Docent at the Department of Applied Hydro-Aeromechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua.

Д'яконова Наталя Сергіївна – магістр, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», кафедра «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; e-mail: Diakonova_N@rambler.ru

Д'яконова Наталя Сергеевна – магистр, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», кафедра «Прикладная гидроаэромеханика и мехатроника»; e-mail: Diakonova_N@rambler.ru

Diakonova Natalia Serhiyivna Pavlovich – master, National Technical University of Ukraine " Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Department of Applied Hydro-Aeromechanics and Mechatronics; e-mail: Diakonova_N@rambler.ru

Космина Анастасія Юріївна – магістр, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», кафедра «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; e-mail: natakosmina@gmail.com

Космина Анастасия Юрьевна – магистр, Национальный Технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», профессор кафедры «Прикладная гидроаэромеханика и мехатроника»; e-mail: natakosmina@gmail.com

Kosmyna Anastasiia Yuriiwna Pavlovich – master, National Technical University of Ukraine " Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Department of Applied Hydro-Aeromechanics and Mechatronics; e-mail: natakosmina@gmail.com

O. В. ПОТЕТЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, САМБА БИТОРИ ТРЕЗОР ДЕС БЕКЕТ

К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ ТУРБУЛЕНТНОГО ДВИЖЕНИЯ ВЯЗКОЙ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

Проведено аналіз можливості практичного застосування, переваг і недоліків різних моделей турбулентності, починаючи з напівемпірических « k », « $k-\varepsilon$ » моделей і моделей, що описуються диференціальними рівняннями для напруг Рейнольдса. Запропоновано новий підхід до опису турбулентних потоків, які враховують більш точно дифузний перенесення імпульсу, а також трансформацію енергії імпульсу в енергію моменту імпульсу і навпаки та інші моменти.

Ключові слова: турбулентність, дифузійний перенос, імпульс, момент імпульсу, конвективний перенос, генерація, дисипація, трансформація енергії імпульсу.

Проведен анализ возможности практического применения, преимуществ и недостатков различных моделей турбулентности, начиная с полуэмпирических « k », « $k-\varepsilon$ » моделей и моделей, описываемых дифференциальными уравнениями для напряжений Рейнольдса. Предложен новый подход к описанию турбулентных потоков, учитывающих более точно диффузионный перенос импульса, а также трансформацию энергии импульса в энергию момента импульса и наоборот и другие моменты.

Ключевые слова: турбулентность, диффузионный перенос, импульс, момент импульса, конвективный перенос, генерация, диссипация, трансформация энергии импульса.

The feasibility, advantages and disadvantages of various turbulence models have been analyzed, starting with semi-empirical « k », « $k-\varepsilon$ » models and models described by differential equations for the Reynolds stresses. A new approach to the description of turbulent flows, taking into account more accurately the diffusion transfer of the momentum of particles, as well as the transformation of the moment of momentum energy into the momentum energy and vice versa, and other moments are proposed. It is in-process shown that the tensor of turbulent tensions in equalization of Reynolds full not enough describes the diffusive transfer of impulse. It is shown also, that the models of turbulence are based on « k » and « $k-\varepsilon$ » equations can not exactly describe anisotropic character of large scale vertical structures. The lacks of the most modern method of description of turbulent streams are considered also based on equalizations of indissolubility, Reynolds and differential equalizations for tensions of Reynolds. New model of description of turbulent tensions and system of equalizations, describing the not only convective transfer, but also diffusive transfer of momentum, moment of momentum and vice versa.

Keywords: turbulence, diffusive transfer, momentum, moment of momentum, convective transfer, generation, dissipation, transformation the momentum energy.

Введение. Бурное развитие авиации, космонавтики, морского надводного и подводного кораблестроения, энергетического машиностроения (паро- и газотурбостроения, гидротурбостроения и др.) привело к развитию новых методов математического описания турбулентных потоков. Этому процессу способствовало возникновение современных компьютерных технологий, осуществляющих математическое моделирование рабочих процессов и сложных турбулентных потоков.

Кафедра «Гидравлические машины» им Г. Ф. Прокуры Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПІ»), организованная в 1914 году, была первой на Украине кафедрой, начавшей подготовку специалистов в области гидромашиностроения и авиации. В 1953 г. решением правительства было начато производство гидротурбин на Харьковском Турбогенераторном заводе (ХТГЗ) в настоящее время ПАО «Турбоатом».

В XIX и начале XX века гидромеханиками различных стран для решения задачи расчета потока, обтекающего профиль крыла самолета, лопасти паровой, газовой, гидравлической турбины было выбрано два направления: 1. Разработка полуэмпирических моделей турбулентности замыкающих систему уравнений Рейнольдса и неразрывности для простейших случаев движения жидкости. 2. Разработка теории пограничного слоя, которая применительно к потоку в межлопастных

каналах турбомашин вылилась в так называемую двухслойную модель, состоящую из ядра потока (невязкая жидкость) и пристеночного пограничного слоя, где учитывалась и вязкость, и турбулентность потока.

1. Основные полуэмпирические модели турбулентности.

1.1. Гипотеза Буссинеска (1897 г.) – модели, основанные на понятии «эффективной вязкости». Предполагая, что напряжение Рейнольдса (турбулентные напряжения) должны быть выражены через осредненные параметры потока предлагается:

$$\tau_{ij}^{(m)} = -\rho \overline{V'_i V'_j} - \rho \Phi_{ij} \left(\bar{V}_i, \bar{V}_j, \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_i}, \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j}, \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i}, \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_j}, \dots \right) \quad (1)$$

и задача определения компонент $\tau_{ij}^{(m)}$ сводится к определению Φ_{ij} , что не упрощает задачу и единственный путь – это упрощение самой функции Φ_{ij} .

Для наиболее простых потоков, следуя идеи Ньютона о внутреннем трении в жидкости, предполагается, что и турбулентные напряжения, подобно напряжениям обусловленным вязкостью жидкости, пропорциональны градиенту скорости угловой деформации жидкого элемента в осредненном движении:

$$\Phi_{ij} = -v_{ij}^{(m)} \left(\frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2),$$

где $v_{ij}^{(m)}$ – некоторый коэффициент пропорциональности не имеющий физического смысла.

В этом случае получим:

$$\tau_{ij}^{(m)} = -\rho \bar{V}_i' \bar{V}_j' = \rho v_{ij}^{(m)} \left(\frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} \right) = \mu_{ij}^{(m)} \left(\frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

или окончательно

$$\begin{aligned} \tau_{ij} = \tau_{ij}^{(s)} + \tau_{ij}^{(m)} &= (\mu_{вязк} + \mu_{ij}^{(m)}) \left(\frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} \right) = \\ &= \mu' \left(\frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

Коэффициент $\mu' = \mu_{вязк} + \mu_{ij}^{(m)}$ обычно называют коэффициентом «эффективной вязкости» и естественно считать $\mu_{ij}^{(m)} = \text{const}$.

Для наиболее простых потоков, например, турбулентное движение жидкости вблизи плоской стенки были получены экспериментальные зависимости $\mu^{(m)}$ от расстояния до твердой поверхности, однако для более сложных случаев гипотеза Буссинеска «эффективной вязкости» не нашла широкого применения.

Для нормальных и касательных напряжений формула Буссинеска в общем виде записывается, как:

$$-\rho \bar{V}_i' \bar{V}_j' = \mu^{(m)} \left(\frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5)$$

или в «индексной» форме записи:

$$-\rho \bar{V}_i' \bar{V}_j' = \mu^{(m)} (\bar{V}_{i,j} + \bar{V}_{j,i}) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5'),$$

где $k = \frac{1}{2} \bar{V}_i' \bar{V}_i'$ – энергия пульсаций скорости (повторяющийся индекс « i » означает суммирование $(i=1, 2, 3)$ по этому индексу по правилу Эйнштейна).

$$\mu^{(m)} = \rho v^{(m)}; v^{(m)} \sim \hat{V} L \quad (6),$$

Таблица 1 – Аналогия между Броуновским движением газа и турбулентным движением жидкости

Кинетическая теория газов (КТГ)	Полуземпирическая теория турбулентности (ПТТ)
l_m – длина свободного пробега молекул	l – путь перемешивания (Л. Прандтль и Дж. Тейлор)
b_m – средняя скорость движения молекул	b^2 – средняя кинетическая энергия движения единицы массы
Ньютоновская гипотеза с линейной зависимостью между тензором напряжений (обусловленным вязкостью) τ_{ij} и тензором скоростей деформации жидкого элемента $V_{i,j} + V_{j,i}$ с коэффициентом пропорциональности, называемым динамической вязкостью $\mu \sim \rho l_m b_m$	По Прандтлю: гипотеза о линейной зависимости между напряжениями Рейнольдса и скоростями деформации движущегося в осредненном потоке жидкого элемента $\tau^{(m)} = -\rho \bar{V}_x' \bar{V}_z' = \mu^{(m)} \bar{V}_{x,z}$ (для плоскопараллельного движения) $\mu^{(m)} \sim \rho l b$; $b \sim l \bar{V}_{x,z} $, откуда $\mu^{(m)} = \rho l^2 \bar{V}_{x,z} $ и $\tau^{(m)} = \rho l^2 \bar{V}_{x,z} \bar{V}_{x,z}$ (8)

где \sim – знак пропорциональности, \hat{V} – масштаб скорости; L – масштаб длины; δ_{ij} – символ Кронекера: $\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{при } i = j \\ 0 & \text{при } i \neq j \end{cases}$.

1.2. Гипотеза Прандтля – модели турбулентности, основанные на понятии «пути перемешивания» Прандтля. В ряде полуэмпирических теорий турбулентности основную роль играет понятие «пути перемешивания» введенное Прандтлем в 1925 г. В слегка отличной форме эта идея высказывалась Тейлором в 1915 г.

В основу полуэмпирической теории турбулентности Прандтль положил известную теорию переноса импульса, разработанную им в 1925 г. предполагающую, что для продольной компоненты импульса $\rho V_x'$ существует определенный «путь перемешивания» l' , и следовательно:

$$\tau^{(m)} = -\rho \bar{V}_x' \bar{V}_z' = \rho l' \bar{V}_z' \bar{V}_{x,z}', \text{ т.е. } v^{(m)} = l' \bar{V}_z' \quad (7).$$

Длина l' здесь, в известном смысле, аналогична длине свободного пробега молекул в кинетической теории газов – она определяет путь, который проходит небольшой элемент жидкости (компактная группа молекул, ведущая себя как пассивная примесь, сохраняя свой импульс), прежде чем он перемещивается с другими частицами, передает им свой импульс и теряет свою индивидуальность.

Прандтль представил турбулентное напряжение $\tau^{(m)}$ в виде:

$$\tau^{(m)} = \rho l^2 |\bar{V}_{x,z}| \bar{V}_{x,z}, \quad (8)$$

где l – новая длина, которая в отличие от l' не является случайной, «пульсирующей» величиной и имеет тот же порядок что и среднеквадратичное значение $\sqrt{(l')^2}$ и называется длиной «пути перемешивания» Прандтля.

Аналогия между беспорядочными турбулентными пульсациями и «молекулярным хаосом» в кинетической теории газов представлена в виде таблицы

Определение величины « l » в указанной теории требует привлечения дополнительных соображений или экспериментальных данных.

Развивая идею Прандтля была получена формула трехмерных сдвиговых слоев:

$$\mu^{(m)} = \rho l^2 \left[(\bar{V}_{x,y})^2 + (\bar{V}_{z,y})^2 \right]^{1/2} \quad (9),$$

для которой рядом авторов предложены полуэмпирические выражения для определения пути перемешивания l , например, следующее:

$$l = \alpha z \left(1 - e^{-z^+/A^+} \right) \quad (10),$$

(Van Driest, 1956 для пристеночных слоев) $l_0 = C_1 \delta$, где $C_1 = 0,089$, δ – толщина пограничного слоя, $\alpha = 0,41$ (постоянная Кармана) $A^+ = 26$ (демпфирующая константа).

При полностью развитом пограничном слое предполагается:

$$l = \alpha z, \text{ в вязком подслое } z^+ = \frac{z(|\tau_c|/\rho)^{1/2}}{v_c}, \text{ где индекс}$$

« c » означает, что параметры берутся на стенке при $z = 0$.

1.3. Гипотеза Тейлора – модели турбулентности, основанные на «пути перемешивания» Тейлора. Сформулировав свою идею в 1915 г. Тейлор развивает ее подробно в 1932 г. Гипотеза Тейлора наиболее обоснована для одномерного и двумерного плоскопараллельных потоков около плоской стени.

Как известно, турбулентный поток отличается от ламинарного диффузионным интенсивным переносом массы, импульса, момента импульса и энергии. Для случая движения несжимаемой жидкости важным является диффузионный перенос импульса и момента импульса. В полуэмпирической теории Прандтля считал более важным учесть перенос импульса за счет пульсаций скоростей и давлений в то время, как Тейлор – перенос момента импульса (вихря).

В результате формула Тейлора, учитывая перенос момента импульса имеет вид:

$$\tau_{,z}^{(m)} = -\rho l_1^2 \bar{V}_{x,z} \bar{V}_{x,zz} \quad (11),$$

где l_1 – «путь перемешивания» по Тейлору.

1.4. Гипотеза Кармана. Весьма общей гипотезой, позволяющей устанавливать связь между путем перемешивания l и осредненным полем скоростей является предложенная в 1930 г. гипотеза Кармана о локальном кинематическом подобии полей турбулентных пульсаций скорости. Согласно этой гипотезе поля турбулентных пульсаций скорости в окрестности каждой точки развитого турбулентного течения за исключением лишь области тонкого вязкого подслоя, где турбулентные напряжения близки к нулю (а проявляется лишь молекулярная вязкость) подобны друг другу и отличаются лишь

масштабами длины и времени (или что тоже самое, длины и скорости).

Из этого вытекает зависимость:

$$l = \alpha \frac{d\bar{V}_x}{dz} / \frac{d^2\bar{V}_x}{dz^2} \quad (12),$$

$$U = BL \frac{d\bar{V}_x}{dz} \quad (13),$$

где α и B – универсальные постоянные, а L и U – масштабы длины и скорости.

Карман считал, что коэффициент α должен быть постоянной величиной. Такое предположение не подтверждается экспериментом, особенно при сопоставлении расчетных и экспериментально полученных турбулентных напряжений. Поэтому для задания α необходимо использовать экспериментальные данные.

1.5. Феноменологическая модель турбулентности модель Рейхардта.

Рассмотренные выше модели турбулентности Прандтля и Тейлора могут применяться и давать хорошие результаты лишь в тех случаях, когда экспериментально хорошо изучено турбулентное движение в определенных довольно простых каналах и получены полуэмпирические зависимости с опытными коэффициентами для определения «пути перемешивания» или «турбулентной вязкости». Рассматривая же другие типы течений, мы можем столкнуться с невозможностью без экспериментального изучения применения этих моделей. В сложных же течениях они вообще, не применимы.

Наряду с совершенствованием полуэмпирических моделей были предприняты попытки построить феноменологические модели индуктивного характера. Причем предполагалось, что феноменологические постулируемые зависимости могут применяться для широкого класса турбулентных течений и не требуют дополнительных экспериментальных данных.

Одной из таких моделей является модель турбулентности Г. Рейхардта. При создании своей модели Рейхардт исходит не из построения той или иной модели турбулентности и турбулентного переноса, а на основе критического изучения обширного экспериментального материала о свободной турбулентности (т.е. посредством феномена или явления) он установил, что эпюра скоростей осредненного потока с большой точностью можно аппроксимировать функцией ошибок, т.е. зависимостью, характерной для закона нормального распределения случайной величины. Исходя из этого Рейхардт сводит закономерности свободной турбулентности к простой системе выражений не требующих решения сложных гидродинамических уравнений:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{\bar{p}}{\rho} + V_1^2 \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\bar{V}_1 \bar{V}_2' \right) = 0 \quad (14),$$

$$\frac{\partial \overline{V_1^2}}{\partial x_2} = -\lambda \frac{\partial (\overline{V_1^2})}{\partial x_2} \quad (15),$$

где $\lambda(x_1)$ – коэффициент переноса импульса, имеющий размерность длины и подлежащий определению опытным путем.

Совместно решая уравнения (14) и (15) и принимая $\bar{p} = \text{const}$ вдоль внешней границы свободной турбулентности, получим:

$$\frac{\partial (\overline{V_1^2})}{\partial x_1} = \lambda \frac{\partial^2 (\overline{V_1^2})}{\partial x_2^2}. \quad (16)$$

Это основное уравнение Рейхардта определяет распределение скоростей при свободной турбулентности.

Однако гипотеза Рейхардта широкого распространения не получила, т.к. наиболее интересные случаи турбулентного движения в инженерной практике характеризуются связанный турбулентностью, образуемой в исследуемых каналах.

2. Модели турбулентности « k », « $k-\varepsilon$ » и основанные на применении дифференциальных уравнений для напряжений Рейнольдса.

2.1. Уравнение баланса суммарной (полной) кинетической энергии потока вязкой жидкости полученного на основе уравнений Навье-Стокса может быть представлено в виде:

$$\frac{\partial V_i}{\partial t} + V_\alpha \frac{\partial V_i}{\partial x_\alpha} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + v \Delta V_i \quad (17)$$

или

$$\dot{V}_i + V_\alpha \dot{V}_{i,\alpha} = f_i - \frac{1}{\rho} p_{,i} + v V_{i,\alpha\alpha}. \quad (17')$$

Напомним, что повторяющийся «немой» индекс означает суммирование по этому индексу (правило Эйнштейна).

Энергетическая или консервативная форма записи уравнения Навье-Стокса имеет вид:

$$\begin{aligned} & \left(\rho \dot{V}_i V_j \right) + \left[\rho V_i V_j V_\alpha + (p V_i \delta_{ja} + p V_j \delta_{ia}) - \right. \\ & \left. - (V_i \sigma_{ja} + V_j \sigma_{ia}) \right]_{,\alpha} = \left(\rho V_i f_j + \rho V_j f_i \right) + \\ & + p (V_{i,j} + V_{j,i}) - (\sigma_{ia} V_{j,a} + \sigma_{ja} V_{i,a}) \end{aligned} \quad (18)$$

где $\sigma_{ij} = \mu (V_{i,j} + V_{j,i})$ – тензор вязких напряжений в несжимаемой жидкости; δ_{ia} – символ Кронекера. Произведя почлененную свертку тензоров (присвоив вместо индекса j индекс i) (свободный индекс) во всех слагаемых уравнения (18) получим уравнение баланса суммарной кинетической энергии.

$$E + [EV_\alpha + pV_\alpha - V_i \sigma_{ia}]_\alpha = \rho V_i f_i - \rho \varepsilon \quad (19),$$

где: $\varepsilon = \frac{1}{2} \sigma_{ia} V_{i,a} = \frac{v}{2} (V_{i,a} + V_{a,i})^2$ – удельная на

единицу массы жидкости и единицу времени диссипацию кинетической энергии.

$E = \frac{1}{2} \rho V_i V_i = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \rho (V_i V_i)$ – суммарная кинетическая энергия.

2.2. Уравнение баланса кинетической энергии осредненного движения жидкости полученного на основе уравнения Рейнольдса. Уравнение Рейнольдса может быть записано в следующем виде:

$$\dot{\bar{V}_i} + \bar{V}_\alpha \bar{V}_{i,\alpha} = \bar{f}_i - (1/\rho) \bar{p}_{,i} + v \bar{V}_{i,\alpha\alpha} - \left(\bar{V}'_i \bar{V}'_\alpha \right)_{,\alpha}. \quad (20)$$

Энергетическая или консервативная форма записи уравнения Рейнольдса имеет вид:

$$\begin{aligned} & \left(\rho \bar{V}_i \bar{V}_j \right) + \left[\rho \bar{V}_i \bar{V}_j \bar{V}_\alpha + \rho \bar{V}'_i \bar{V}'_\alpha \bar{V}_j + \rho \bar{V}'_j \bar{V}'_\alpha \bar{V}_i + \right. \\ & \left. + (\bar{p} \bar{V}_i \delta_{ja} + \bar{p} \bar{V}_j \delta_{ia}) - (\bar{V}_i \bar{\sigma}_{ja} + \bar{V}_j \bar{\sigma}_{ia}) \right]_{,\alpha} = \left(\rho \bar{V}_i \bar{f}_j + \rho \bar{V}_j \bar{f}_i \right) + \\ & + \bar{p} (\bar{V}_{i,j} + \bar{V}_{j,i}) - (\bar{\sigma}_{ia} \bar{V}_{j,a} + \bar{\sigma}_{ja} \bar{V}_{i,a}) + \left(\rho \bar{V}'_i \bar{V}'_\alpha \bar{V}_{j,a} + \rho \bar{V}'_j \bar{V}'_\alpha \bar{V}_{i,a} \right) \end{aligned} \quad (21)$$

Здесь $\bar{\sigma}_{ij} = \mu (\bar{V}_{i,j} + \bar{V}_{j,i})$ – тензор вязких напряжений осредненного движения несжимаемой жидкости.

Производя свертку тензоров, т.е. заменив «свободный» индекс j на i и проведя суммирование по «немому» индексу « i » получим уравнение баланса кинетической энергии осредненного движения жидкости в виде:

$$\begin{aligned} & \dot{E}_s + \left[E_s \bar{V}_\alpha + \rho \bar{V}'_\alpha \bar{V}_\beta + \bar{p} \bar{V}_\alpha - \bar{V}_\beta \bar{\sigma}_{\alpha\beta} \right]_{,\alpha} = \\ & = \rho \bar{V}_\alpha \bar{f}_\alpha - \rho \varepsilon_s + \rho \bar{V}'_\alpha \bar{V}'_\beta \bar{V}_{\beta,\alpha} \end{aligned} \quad (22),$$

где $\varepsilon_s = \frac{1}{\rho} \bar{\sigma}_{\alpha\beta} \bar{V}_{\beta,\alpha} = \frac{v}{\rho} (\bar{V}_{\alpha,\beta} + \bar{V}_{\beta,\alpha})^2$ – удельная на единицу массы жидкости и единицы времени диссипация кинетической энергии осредненного движения несжимаемой жидкости;

2.3. Дифференциальные уравнения для напряжений Рейнольдса. Проведем почленное осреднение по времени по методике Рейнольдса уравнения Навье-Стокса в форме (18), т.е. в консервативной форме.

В итоге получим:

$$\begin{aligned} & \left(\rho \dot{\bar{V}_i} \bar{V}_j \right) + \left(\rho \bar{V}'_i \bar{V}'_j \right) + \left[\left(\rho \bar{V}_i \bar{V}_j \bar{V}_\alpha + \rho \bar{V}'_i \bar{V}'_\alpha \bar{V}_j + \rho \bar{V}'_j \bar{V}'_\alpha \bar{V}_i \right) + \right. \\ & \left. + \left(\rho \bar{V}'_i \bar{V}'_j \bar{V}_\alpha + \rho \bar{V}'_i \bar{V}'_\alpha \bar{V}'_j \right) + (\bar{p} \bar{V}_i \delta_{ja} + \bar{p} \bar{V}_j \delta_{ia}) + \right. \\ & \left. + \left(\bar{p}' \bar{V}'_i \delta_{ja} + \bar{p}' \bar{V}'_j \delta_{ia} \right) - (\bar{V}_i \bar{\sigma}_{ja} + \bar{V}_j \bar{\sigma}_{ia}) - \right. \\ & \left. - (\bar{V}_i \bar{\sigma}_{ja} + \bar{V}_j \bar{\sigma}_{ia}) \right]_{,\alpha} = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \left(\overline{V_i' \sigma_{ja}'} + \overline{V_j' \sigma_{ia}'} \right) \Big]_{,\alpha} = \left(\rho \bar{V}_i \bar{f}_j + \rho \bar{V}_j \bar{f}_i \right) + \\
& + \left(\rho \overline{V_i' f_j'} + \rho \overline{V_j' f_i'} \right) + \bar{p} \left(\overline{V_{i,j}} + \overline{V_{j,i}} \right) + \left(\overline{p' V_{i,j}'} + \overline{p' V_{j,i}'} \right) - (23) \\
& - \left(\overline{\sigma_{ia} V_{j,a}} + \overline{\sigma_{ja} V_{i,a}} \right) - \left(\overline{\sigma_{ia}' V_{j,a}'} + \overline{\sigma_{ja}' V_{i,a}'} \right)
\end{aligned}$$

Здесь обозначено: $\sigma_{ia}' = \mu \left(\overline{V_{i,a}'} + \overline{V_{a,i}'} \right)$ – тензор вязких напряжений в несжимаемой жидкости от пульсационных компонент скорости.

Почленно вычтем из уравнения (23) уравнение (21) и в итоге получим:

$$\begin{aligned}
& \left(\overline{\rho V_i' V_j'} \right) + \left[\rho \overline{V_i' V_j' V_a} + \rho \overline{V_i' V_j' V_a} + \left(\overline{p' V_i} \delta_{ja} + \overline{p' V_j} \delta_{ia} \right) - \right. \\
& \left. - \left(\overline{V_i' \sigma_{ja}'} + \overline{V_j' \sigma_{ia}'} \right) \right]_{,\alpha} = \rho \overline{V_i' f_j'} + \rho \overline{V_j' f_i'} + \overline{p' \left(V_{i,j} + V_{j,i} \right)} - (24) \\
& - \left(\overline{\sigma_{ia}' V_{j,a}'} + \overline{\sigma_{ja}' V_{i,a}'} \right) - \left(\rho \overline{V_i' V_a' V_{j,a}} + \rho \overline{V_j' V_a' V_{i,a}} \right)
\end{aligned}$$

Каждое из слагаемых уравнения (24) представляет собой симметричный тензор второго порядка (двуиндексный тензор), и потому (24) представляет собой 6 проекций на оси координат.

Однако система 6 уравнений (24) не обеспечивает замкнутость системы уравнений Рейнольдса и неразрывности т.к. в выражении (24) появились новые неизвестные моменты второго и третьего порядка, типа $\rho \overline{V_i' V_j' V_a}$, $\overline{p' V_i}$ и др.

2.4. Уравнение баланса турбулентной кинетической энергии (энергии пульсационных компонент скорости). Заменив в уравнении для напряжений Рейнольдса индекс «*j*» на «*i*», т.е. осуществив операцию свертки тензоров, представляющих слагаемые уравнения (24) получим скалярное уравнение:

$$\begin{aligned}
& \dot{E}_m + \left[E_m \bar{V}_a + \frac{1}{2} \rho \overline{V_\beta' V_\beta' V_a} + \overline{p' V_a} - \overline{V_\beta' \sigma_{ab}'} \right]_{,\alpha} = (25), \\
& = \rho \overline{V_a' f_a} - \rho \bar{\varepsilon}_m - \rho \overline{V_a' V_\beta' V_\beta},
\end{aligned}$$

где: $E_m = \frac{1}{2} \rho \overline{V_a' V_a}$ – турбулентная (пульсационная) кинетическая энергия потока; $\rho \bar{\varepsilon}_m = \overline{\sigma_{ab} V_\beta' V_\beta} = \mu / 2 \left(\overline{V_{a,b}} + \overline{V_{b,a}} \right)^2$; $\bar{\varepsilon}_m$ – удельная на единицу массы жидкости и единицу времени диссипация пульсационной турбулентной кинетической энергии.

Компонента $\left[\frac{1}{2} \rho \overline{V_\beta' V_\beta' V_a} \right]_{,\alpha} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x_\alpha} \left(\rho \overline{V_\beta' V_\beta' V_a} \right)$ – представляет собой плотность потока турбулентной энергии связанного с переносом обусловленным «турбулентным трением», т.е. пульсационной скоростью.

$$\text{Компонента } \left[\overline{p' V_a'} \right]_{,\alpha} = \frac{\partial}{\partial x_\alpha} \left(\overline{p' V_a'} \right) -$$

(суммирование по индексу «*α*») представляет плотность потока турбулентной энергии обусловленного пульсацией давления.

Компонента $\left[\overline{V_\beta' \sigma_{ab}'} \right]_{,\alpha}$ (суммирование по «*a*» и «*b*») – плотность потока турбулентной энергии вызванного силами молекулярного вязкостного трения.

Компонента $\rho \overline{V_a' f_a}$ имеет не нулевое значение лишь при наличии воздействия пульсирующей массовой силы и представляет собой поток турбулентной энергии обусловленной пульсацией массовой силы.

Компонента $\rho \overline{V_a' V_\beta' V_\beta}$ – описывает взаимные превращения энергии осредненного и пульсационного движения.

Компонента $\rho \bar{\varepsilon}_m$ – представляет диссипацию (т.е. рассеивание и уменьшение с переходом в тепловую энергию) турбулентной энергии обусловленную молекулярной вязкостью жидкости.

$E_m = \frac{\partial}{\partial t} (E_m)$ – локальное изменение со временем энергии турбулентного (пульсационного) характера, а $[E_m \bar{V}_a]_{,\alpha}$ – ее конвективный перенос.

При рассмотрении уравнения (5') было введено понятие $k = \frac{1}{2} \overline{V_i' V_i}$ – энергия пульсаций скорости $\left(k = \frac{1}{\rho} E_m \right)$, что дает возможность получить «*k*»–уравнение.

2.5. Модель турбулентности «*k*». Модели с применением уравнений для турбулентной энергии [1] («*k*»–модели) учитывают перенос турбулентной энергии. По существу, отказавшись от прямой связи между градиентами скорости осредненного течения и характерным масштабом пульсаций скорости стали определять этот масштаб из уравнения переноса («*k*»–уравнения). Если такой масштаб использовать в предыдущих выражениях, то получится известное соотношение Колмогорова-Прандтля:

$$v_m = C_\mu \sqrt{k} L \quad (26).$$

Одним из вариантов записи «*k*»–уравнений для однофазной, однородной, несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) при постоянной температуре и коэффициенте вязкости и при отсутствии пульсаций массовой силы ($f' = 0$): представится в виде:

$$\begin{aligned}
& \dot{k} + \bar{V}_i k_{,i} + \left[V_i' \left(\frac{1}{2} \overline{V_j' V_j} + \overline{p' / \rho} \right) \right]_{,i} = (27), \\
& = - \overline{V_i' V_j' V_{i,j}} - v \overline{V_{i,j} V_{i,j}}
\end{aligned}$$

где: $\bar{V}_l k_i$ – конвективный перенос за счет осредненного движения; $\left[\bar{V}_i' \left(\frac{1}{2} \bar{V}_j' \bar{V}_j' + p'/\rho \right) \right]_i$ – диффузионный перенос, обусловленный пульсацией скорости и давления; $\bar{V}_i' \bar{V}_j' \bar{V}_{i,j}$ – генерация энергии, вызванная взаимодействием напряжений Рейнольдса и градиента скорости; $-v \bar{V}_{i,j}' \bar{V}_{i,j}'$ – диссипация.

Модели, основанные на уравнении турбулентной энергии, позволяют учитывать конвективный и диффузионный перенос и предысторию процесса. Турбулентная вязкость предполагается изотропной.

Гипотеза Колмогорова: при $Re \rightarrow \infty$ количество диссирированной турбулентной энергии определяется энергосодержащим движением, т.е.

$$\varepsilon = C_D k^{2/3} \quad (28).$$

Определение линейного масштаба L .

В пристеночных погранслоях – наклонное (линейное) распределение. В свободном слое со сдвигом $L = \text{const} \sim h_{\text{слоя}}$. Вблизи стенки вне вязкого подслоя логарифмический профиль скорости определяется соотношением:

$$(L = C_D / C_{\mu}^{3/4})^{1/3} \propto y \quad (29).$$

Модель можно улучшить, вводя алгебраические соотношения для напряжений и потоков, учитывающих неизотропную природу турбулентности.

Область применения модели ограничивается главным образом относительно простыми сдвиговыми слоями, поскольку для более сложных течений трудно получить распределение характерных линейных масштабов.

2.6. Модель турбулентности « k - ε » [1]. В этой модели наряду с « k »–уравнением (27) используется « ε »–уравнение диссипации турбулентной кинетической энергии.

По определению удельная на единицу массы жидкости и единицу времени диссипация равна:

$$\varepsilon = \frac{\nu}{2} \sum_{\alpha,\beta} (\bar{V}_{\alpha,\beta} + \bar{V}_{\beta,\alpha})^2. \quad (30)$$

Линейный масштаб характеризует размеры больших энергосодержащих вихрей. На эту величину, как и на энергию k влияют процессы переноса и предыстория (свободная турбулентность). Вместо масштаба L используется

$$\varepsilon \sim k^{3/2} / L. \quad (31)$$

При больших числах Рейнольдса уравнение диссипации записывается в виде:

$$\dot{\varepsilon} + \bar{V}_l \varepsilon_{,l} = -(\bar{V}_l \varepsilon')_{,l} - 2v \bar{V}_{i,k} \bar{V}_{i,l} \bar{V}_{k,l} - 2v (\bar{V}_{i,ll})^2 \quad (32),$$

где $(\bar{V}_l \varepsilon)_{,l}$ – конвективный перенос; $(\bar{V}_l \varepsilon')_{,l}$ – диффузионный перенос; $2v \bar{V}_{i,k} \bar{V}_{i,l} \bar{V}_{k,l}$ – генерация за счет растяжения вихрей; $2v (\bar{V}_{i,ll})^2$ – вязкая диссипация.

Модели с двумя уравнениями переноса типа « k - ε » – модели оказываются самыми простыми при моделировании течений, для которых трудно получить эмпирические распределения линейных масштабов.

Модельные алгебраические уравнения, замыкающие систему уравнений, включающих « k » и « ε » – уравнения имеют, например, вид:

$$\begin{aligned} -\bar{V}_l \varepsilon' &= (v_m / \sigma_{\varepsilon}) \varepsilon_{,l}; v_m = C_{\mu} k^2 / \varepsilon; \Gamma_m = v_m / \sigma_m; \\ 2v \bar{V}_{i,k} \bar{V}_{i,l} \bar{V}_{k,l} - 2v (\bar{V}_{i,ll})^2 &= (C_{1\varepsilon} P / \varepsilon - C_{2\varepsilon}) (\varepsilon^2 / k); \\ \varepsilon + \bar{V}_i \varepsilon_{,i} &= [(v_m / \sigma_{\varepsilon}) \varepsilon_{,i}] + C_{1\varepsilon} (\varepsilon / k) P (1 + C_{3\varepsilon} R_f) - C_{2\varepsilon} (\varepsilon^2 / k); \\ \varepsilon_{ij} &= 2v \bar{V}_{i,l} \bar{V}_{j,l} = \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij}; P = -\bar{V}_i \bar{V}_j \bar{V}_{i,j} \text{ – генерация } k; \\ a_{ij} &= \bar{V}_i \bar{V}_j / k - \frac{2}{3} \delta_{ij} \text{ – тензор анизотропии; где:} \\ C_{\mu} &= 0,09; C_{1\varepsilon} = 1,44; C_{2\varepsilon} = 1,92; C_{3\varepsilon} = 0,8; \sigma_k = 1,0; \\ \sigma_{\varepsilon} &= 1,3. \end{aligned}$$

Возможна модификация модели, если вместо соотношений для изотропных коэффициентов турбулентной вязкости представить более или менее точно отражающие процессы в турбулентном потоке алгебраические соотношения потоков (напряжений).

2.7. Модели турбулентности, основанные на применении дифференциальных уравнений для компонент тензора турбулентных напряжений [1]. Один из видов представления уравнения для турбулентных напряжений (напряжений Рейнольдса) имеет вид:

$$\begin{aligned} \bar{V}_i' \bar{V}_j' + (\bar{V}_i' \bar{V}_j')_{,k} \bar{V}_k &+ \bar{V}_{i,k} \bar{V}_k' \bar{V}_j' + \bar{V}_{j,k} \bar{V}_k' \bar{V}_i' + \\ + [\bar{V}_i' \bar{V}_j' \bar{V}_k' + \bar{p}' \bar{V}_j' \delta_{ik} / \rho + \bar{p}' \bar{V}_i' \delta_{jk} / \rho]_{,k} &= \\ = [\bar{p}'^{(2)} (\bar{V}_{i,j} + \bar{V}_{j,i}) / \rho - 2v \bar{V}_{i,k} \bar{V}_{j,k} + 2\bar{\varepsilon} \delta_{ij} / 3] + \\ + \bar{p}'^{(1)} (\bar{V}_{i,j} + \bar{V}_{j,i}) / \rho - 2\bar{\varepsilon} \delta_{ij} / 3 & \end{aligned} \quad (33)$$

В итоге получаем систему уравнений Рейнольдса, неразрывности и для напряжений Рейнольдса (33) (в проекциях на оси координат – 10 дифференциальных уравнений второго порядка в частных производных) являющуюся по-прежнему не замкнутой, т.к. в уравнении (33) появились новые подлежащие определению слагаемые.

В работе [1] представлены полуэмпирические алгебраические уравнения более точно отражающие процессы, происходящие в турбулентном потоке и замыкающие систему уравнений в которую входит уравнение (33). Там же отмечается, что модели турбулентности с уравнениями для напряжений Рейнольдса описывают турбулентные процессы более реалистично и являются единственными перспективными моделями течений, в которых перенос отдельных компонент напряжений и потоков играет существенную роль и не могут быть хорошо аппроксимированы в рамках переноса кинетической энергии k . Эти модели трудоемки с вычислительной точки зрения, до сих пор мало апробированы и пока не нашли применения в инженерной практике.

3. Анализ недостатков существующих математических описаний турбулентных потоков и предложения по их совершенствованию [2, 4, 5].

3.1. Недостатки описания турбулентных потоков с помощью уравнений Рейнольдса (осредненных по времени уравнений Навье-Стокса) и неразрывности. В основу вывода дифференциальных уравнений гидродинамики положена гипотеза сплошности. Она заключается в абстрагировании от атомно-молекулярного строения вещества и рассмотрении вместо микрообъема макроскопический (содержащий десятки миллионов молекул) объем, в пределах которого параметры потока не меняются и его можно рассматривать, как бесконечно малый объем или точку в движущемся потоке жидкости.

Основным свойством гипотезы сплошности является то, что во все время движения жидкости любые две частицы жидкости, находящиеся на бесконечно близком расстоянии все время, будут находиться на бесконечно близком расстоянии.

Рассмотрим последовательность вывода уравнений Рейнольдса [4]. Используя закон сохранения импульса для жидкого (ограниченного жидкой поверхностью, состоящей из одних и тех же перемещающихся с потоком частиц жидкости) объема:

$$\frac{d}{dt} \int_{W'} \rho \vec{V} dW' = \int_{W'} \rho \vec{f} dW' + \int_{S'} \vec{n} \cdot \vec{T} dS' \quad (34),$$

где \vec{f} – единичная массовая сила; \vec{T} – тензор напряжений; W' , S' – жидкий объем, поверхность.

Используя формулу Гусса-Остроградского и уравнение переноса получим основное уравнение динамики сплошной среды – уравнение в напряжениях:

$$\vec{f} + \frac{1}{\rho} \operatorname{div} \vec{T} = \frac{d\vec{V}}{dt}. \quad (35)$$

Используя реологическую формулу для Ньютоновской вязкой несжимаемой жидкости:

$$\vec{T} = -p \vec{I} + 2\mu \vec{D} \quad (36),$$

где \vec{I} – единичный тензор; \vec{D} – тензор скоростей деформации жидкого элемента, получаем уравнение Навье-Стокса. Далее осредняя по времени (по формуле Рейнольдса) почленно слагаемые уравнения Навье-Стокса получим уравнение Рейнольдса.

На основе вышеизложенного делаем вывод. Диффузионный перенос в турбулентном потоке массы, импульса, момента импульса и энергии через «жидкую» поверхность, ограничивающую перемещающийся вместе с потоком «жидкий» объем не предусмотрены уравнениями «в напряжениях» и «Навье-Стокса». Кроме того, диффузионный перенос нарушает основное свойство сплошной среды, когда два бесконечно близких элемента жидкости остаются на бесконечно близком расстоянии во все время движения жидкости. Это наводит на мысль, что уравнение Рейнольдса являются приближенными.

Рассматривая физический смысл компонент тензора турбулентных напряжений, делаем вывод, что они обусловлены диффузионным переносом импульса $\rho V'_i$ с пульсационной скоростью V'_j . Однако, в турбулентном потоке с пульсационной скоростью V'_j (диффузионный перенос) происходит перенос импульса определяемого полной скоростью $\rho(\bar{V}'_i + V'_i)$, что не учитывается тензором турбулентных напряжений, как и не учитывается системой уравнений Рейнольдса и неразрывности диффузионный перенос момента импульса и трансформацию импульса в момента и наоборот.

3.2. Система уравнений, учитывающая диффузионный перенос импульса, момента импульса и трансформацию импульса в момент импульса и наоборот [3]. При движении однофазной, однородной несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) при постоянной температуре и постоянными коэффициентами вязкости динамика процесса определяется четырьмя законами сохранения: массы, импульса, момента импульса и энергии. Турбулентное движение жидкости отличается от ламинарного тем, что наряду с конвективным переносом в турбулентном потоке наблюдается интенсивный диффузионный перенос массы, импульса, момента импульса и энергии. Анализ показывает, что для вышеотмеченной жидкости существенным является лишь диффузионный перенос импульса и момента импульса, а также учет законов сохранения массы, импульса и момента импульса. Турбулентный процесс движущейся жидкости характеризуется генерацией турбулентности (завихренности), т.е. трансформацией энергии импульса в энергию момента импульса и наоборот, диссипацией турбулентности, конвективным и диффузионным переносом, каскадным дроблением крупномасштабных вихрей и др.

На основе вышесказанного предлагается следующая система уравнений, описывающих динамическое поведение турбулентного потока.

1. Закон сохранения массы и его дифференциальная форма для несжимаемой жидкости – уравнение неразрывности:

$$\bar{V}_{i,i} = 0; \quad (\operatorname{div} \bar{V}) = 0. \quad (37)$$

2. Закон сохранения импульса и уравнение Рейнольдса полученное из этого закона.

$$f_i - (1/\rho) \bar{p}_i + \nu \bar{V}_{i,jj} - (1/\rho) \tau_{ij,j}^{(m)} = \bar{V}_i + \bar{V}_j \bar{V}_{i,j} \quad (38)$$

при этом:

$$\tau_{ij,j}^{(m)} = -\rho \left[\bar{V}_i \bar{V}_j \pm \left(\bar{V}_i \bar{V}_j \right)^{\frac{1}{2}} \bar{V}_i \right]_j \quad (39),$$

где знак (+) меняется на (-) при переходе от четного к нечетному циклу числового расчета.

3. Уравнение трансформации энергии в энергию момента импульса и наоборот:

$$\begin{aligned} \bar{r} \times \bar{f} - \bar{r} \times (1/\rho) \nabla \bar{p} + \bar{r} \times \left(\nu \nabla^2 \bar{V} \right) - \bar{r} \times [(1/\rho) \nabla \cdot \bar{T}^{(m)}] &= \\ = \bar{r} \times \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + \bar{r} \times \left(\bar{V} \nabla \right) \bar{V} \end{aligned} \quad (40)$$

где $\bar{T}^{(m)}$ – тензор турбулентных напряжений $(\tau_{ij}^{(m)})$.

4. Закон сохранения момента импульса (интегральная форма):

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_W \rho (\bar{r} \times \bar{V}) dW &= \int_V \rho (\bar{r} \times \bar{f}) dW + \int_S (\bar{r} \times \bar{\tau}_n) dS + \\ + \int_S \left[\bar{r} \times \left(\bar{V} + \bar{V}' \right) \right] \bar{V}' (\pm \bar{n}) dS \end{aligned} \quad (41)$$

где $\bar{\tau}_n = (\tau_{ij})_n = (\tau_{ij}^{(v)} + \tau_{ij}^{(m)})_n$; $\int_S \left[\bar{r} \times \left(\bar{V} + \bar{V}' \right) \right] \bar{V}' (\pm \bar{n}) dS$

диффузионный перенос момента импульса за счет пульсаций скорости \bar{V}' .

Безусловно, система уравнений (38 ÷ 41) требует критической проверки и оценки в первую очередь на предмет существования и единственности решения.

Выводы. 1. Проведенный анализ полуэмпирических моделей турбулентности показал недостатки и возможности их применения для простейших одномерных и двумерных потоков.

2. Модели турбулентности « k » и « $k-\epsilon$ » являются наиболее широко применяемых в инженерной практике для расчета трехмерных турбулентных потоков. Однако скалярные уравнения k и ϵ (преобразования турбулентной кинетической энергии и ее диссипации) дополняющие уравнения Рейнольдса и неразрывности описывают крупномасштабную турбулентность (завихренность) обуславливающую анизотропную «турбулентную вязкость» с

определенной степенью погрешности, что не дает возможность прогнозировать КПД гидротурбины с высокой точностью, обеспеченной модельными физическими испытаниями.

3. Модель турбулентности, основанная на дифференциальных уравнениях для напряжений Рейнольдса дополняющая систему уравнений Рейнольдса и неразрывности, является пока еще сложной для инженерных расчетов и мало апробированной.

4. Система уравнений, описывающих турбулентный поток предложенная в настоящей статье более точно учитывает процессы, происходящие в турбулентном потоке, имеет перспективы, но требует серьезного изучения.

Список литературы:

- Методы расчета турбулентных течений, пер. с англ./ ред. В. Колльмана – М.: Мир, 1984. – 468 с.
- Потеменко О. В. Особенности рабочего процесса и структуры потока в межлопастных каналах рабочего колеса и в других элементах проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400-600 м / О. В. Потеменко, Л. К. Яковleva, Д. Т. Б. Самба Битори // Bulletin of NTU "KhPI". Сер.: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 41 (1213). – С. 39–48.
- Потеменко О. В. К вопросу учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и, наоборот, при моделировании турбулентных потоков / О. В. Потеменко, Е. С. Крупа // Bulletin of NTU "KhPI", Сер.: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015 – № 3(1112). – С. 37–44.
- Серрин, Дж. Математические основы классической механики жидкости, пер. с англ. / Дж. Серрин. – М.: Изд. иностран. лит., 1963.–256 с.
- Потеменко О. В. Особенности рабочего процесса радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры / О. В. Потеменко, Е. С. Крупа // Bulletin of NTU "KhPI". Сер.: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 45(1154).– С. 41-46.

References (transliterated)

- Metodyi rascheta turbulentnyih techeniy, per. s angl./ red. Kollmana V. Moscow: Mir, 1984. Print.
- Potetenko, O. V., L. K. Yakovleva and D. T. B. Samba Bitoru "Osobennosti rabochego processa i struktury potoka v mezhlopastnyh kanalah rabochego kolesa i v drugih elementakh protokhnnoj chasti radial'no-osevyh gidroturbin na napory 400–600 m." Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydraulic units. No 41 (1213). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 39–48. Print.
- Potetenko, O. V. and E. S. Krupa "K voprosu ucheta diffuzionnogo perenosa momenta impul'sa i transformacii ego jenergii v jenergiju impul'sa i, naoborot, pri modelirovani turbulentnyh potokov." Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydraulic units. No 3(1112). Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. 37–44. Print.
- Serrin, Dzh. Matematicheskie osnovy klassicheskoy mehaniki zhidkosti. Moscow: Izd. inostr. liter., 1963. Print.
- Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "Osobennosti rabochego processa radial'no-osevyh gidroturbin na vysokie napory." Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydraulic units. No. 45 (1154). Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. 41–46. Print.

Поступила (received) 04.04.2018

К вопросу совершенствования математического описания турбулентного движения вязкой несжимаемой жидкости / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ«ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 34–42. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

К вопросу совершенствования математического описания турбулентного движения вязкой несжимаемой жидкости / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ«ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 34–42. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

To the question of perfection of mathematical description of turbulent motion of viscous incompressible liquid / O. V. Potetenko, L. K. Yakovleva, T. D. B. Samba Bitori // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. –No 17 (1293). – C. 34–42. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Потетенко Олег Васильович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гіdraulічні машини»; тел.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

Потетенко Олег Васильевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

Potetenko Oleg Vasiliyevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

Яковлева Людмила Костянтинівна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Гіdraulічні машини»; тел.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

Яковлева Людмила Константиновна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

Yakovleva Lydmila Konstantinovna – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

Самба Биторі Трезор Дес Бекет – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гіdraulічні машини»; тел.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

Самба Битори Трезор Дес Бекет – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

Samba Bitori Tresor Des Becket – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

K. С. РЕЗВАЯ, В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, Е. С. КРУПА, И. И. ТЫНЬЯНОВА

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ОСНОВЕ РАСЧЕТА ПРОСТРАНСТВЕННОГО ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В ОБРАТИМЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИНАХ

Проведены расчеты энергетических и кинематических параметров проточной части обратимой гидромашины. Приняты величины дисковых, механических и объемных потерь энергии. Использована методика, которая позволяет с достаточной точностью определить суммарные кинематические характеристики потока на основе поэлементного исследования. Детально изучен рабочий процесс насос-турбины посредством составления баланса энергии в рабочих органах, используя основное уравнение гидромашин. Установлены особенности исследуемой проточной части насос-турбины. Установлены особенности распределения гидравлических потерь в элементах проточной части данной гидромашины. Проведено сравнение методов составления баланса энергии обратимой гидромашины в турбинном режиме работы.

Ключевые слова: турбинный режим, проточная часть, циркуляция, гидравлический КПД, крутящий момент, потери энергии, баланс энергии.

Проведені розрахунки енергетичних і кінематичних параметрів проточної частини оборотної гідромашини. Прийняті величини дискових, механічних і об'ємних втрат енергії. Використана методика, яка дозволяє з достатньою точністю визначити сумарні кінематичні характеристики потоку на основі поелементного дослідження. Детально вивчено робочий процес насос-турбіни за допомогою складання балансу енергії в робочих органах, використовуючи основне рівняння гідромашин. Визначені особливості досліджені проточної частини насос-турбіни. Встановлені особливості розподілу гідравлічних втрат в елементах проточної частини даної гідромашини. Проведено порівняння методів складання балансу енергії оборотної гідромашини в турбінному режимі роботи.

Ключові слова: турбінний режим, проточна частина, циркуляція, гідравлічний ККД, крутильний момент, втрати енергії, баланс енергії. The calculation of the energy and kinematic parameters of the water passage of the reversible hydraulic machine are carried out. The values of disk, mechanical and volumetric energy losses are accepted. The technique which allows to determine the total kinematic characteristics of the fluid flow based on the element-wise study with a high accuracy is used. The working process of the pump-turbine by compiling the energy balance in the working elements using the basic equation of the hydraulic machine has been studied in detail. The features of the investigated water passage of the pump-turbine are found out. The features of the distribution of hydraulic losses in the elements of the water passage of the reversible hydraulic machine are found out. The comparison of the methods for calculating the energy balance of a reversible hydraulic machine in the turbine operation mode is made.

Keywords: turbine mode, water passage, circulation, hydraulic efficiency, torque, energy loss, energy balance.

Введение. В настоящее время расчетные и экспериментальные методы исследования обратимых гидравлических машин не всегда в полной мере позволяют изучить рабочий процесс. Для дальнейшего усовершенствования энергетических характеристик рассматриваемого типа насос-турбины требуется более детальное изучение элементов проточной части гидромашин.

Одним из методов анализа данных является составление баланса энергий в рабочих органах обратимой гидравлической машины. Данное исследование позволяет определить элементы проточной части с наибольшими потерями и выявить пути их снижения.

Баланс энергии на основе осредненных параметров. Рабочий процесс в насос-турбине, который основывается на преобразовании энергии, сопровождается ее потерями. Таким образом при составлении баланса энергии необходимо учитывать следующие потери: гидравлические, дисковые, объемные.

Рассмотрим один из методов составления баланса энергии. Данный метод позволяет с достаточной точностью определить суммарные кинематические характеристики потока при исследовании проточной части поэлементно. Так как предполагается, что сохраняется кинематическое подобие осредненных параметров потока жидкости, а следовательно – последующие элементы проточной части не влияют на предыдущие [1].

Используя основное уравнение гидравлических машин определим основные параметры,

характеризующие поток перед и за рабочим колесом, т. е. в характерных сечениях 1-1 и 2-2 (рис. 1).

Основное уравнение гидромашин представим в следующем виде:

$$H \cdot \eta_r = \frac{\omega}{2 \cdot \pi \cdot g} (\Gamma_1 - \Gamma_2), \quad (1)$$

где H – напор обратимой гидравлической машины в турбинном режиме работы, η_r – гидравлический КПД, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ – угловая скорость, Γ_1, Γ_2 – осредненная циркуляция перед и за рабочим колесом соответственно.

Значения осредненной циркуляции при свободном движении жидкости с учетом постоянства момента скорости в пространстве между направляющим аппаратом (Γ_0) и рабочим колесом (Γ_1) не изменяется, и его можно определить по формуле [2]:

$$\Gamma_1 = \pi \cdot D_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1, \quad (2)$$

где D_1 – диаметр рабочего колеса, v_1 – абсолютная скорость, α_1 – угол между абсолютной и окружной скоростями.

Для нахождения окружной скорости используют формулу:

$$u_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2}. \quad (3)$$

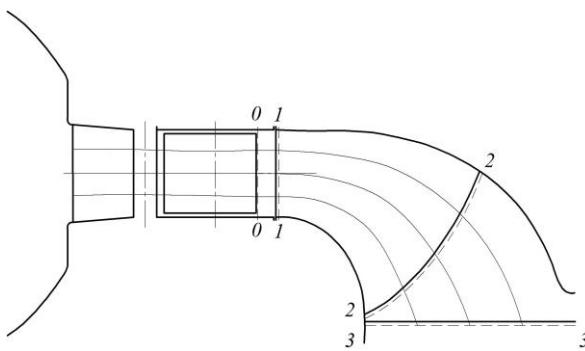


Рис. 1 – Характерные сечения проточной части: 0-0 – выход с направляющего аппарата, 1-1 – вход в рабочее колесо, 2-2 – выход с рабочего колеса, 3-3 – вход в отсасывающую трубу

В данной работе расчетное исследование баланса потерь было проведено для проточной части насостурбины ОРО-200.

Проточная часть состоит из спиральной камеры с круглыми и овальными сечениями и полным углом охвата 360° с 20-ю колоннами статора, 20-ти лопаток направляющего аппарата, радиально-осевого рабочего колеса с 7-ю лопастями и изогнутой отсасывающей трубы.

Рассматривалась гидравлическая машина с диаметром рабочего колеса 1 м, работающая при напоре 1 м в турбинном режиме.

Предварительно были проведены расчеты основных энергетических характеристик методом осредненных безразмерных параметров.

Необходимым условием проведения численного исследования является знание зависимостей, отражающих взаимосвязь потерь энергии в элементах проточной части с геометрическими и режимными параметрами обратимой гидромашины.

Основные функциональные зависимости, описывающие энергетическое взаимодействия потока с рабочими органами обратимой гидромашины с помощью безразмерных коэффициентов: K_{HT} , K_h [3]:

$$\eta_e = \frac{K_{\text{HT}}}{g} Q'_I^2 \quad (4)$$

$$Q'_I^2 = \frac{g}{K_{\text{HT}} + K_h} \quad (5)$$

В этих зависимостях:

$$K_{\text{HT}} = \frac{gH_T D^4}{Q^2} = K_{\text{HT}} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L_{\text{PK}} \right), \quad (6)$$

$$K_h = \frac{ghD^4}{Q^2} = K_h \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L \right), \quad (7)$$

где K_{HT} – коэффициент теоретического напора, K_h – коэффициент потерь проточной части; L – символическое обозначение набора безразмерных

геометрических параметров проточной части, $\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}$

– безразмерный коэффициент осредненной циркуляции, характеризующий направление потока соответственно в сечении за направляющим аппаратом (НА); $K_Q = \frac{\omega \cdot D^3}{Q}$ – обобщенный режимный параметр.

Коэффициент потерь K_h проточной части гидромашины может быть представлен в виде [3]:

$$K_h = K_{hn} + K_{htr} + K_{hkp} + K_{hyd} + K_{hnc} + K_{hov} + K_{hot tr}, \quad (8)$$

где K_h – коэффициент потерь в подводе, K_{hn} , K_{htr} , K_{hkp} , K_{hyd} , K_{hnc} , K_{hov} , $K_{hot tr}$ – соответственно коэффициенты потерь в рабочем колесе: трения, кромочных, ударных, циркуляционных, от осевого вихря за рабочим колесом и потери трения в отсасывающей трубе.

Использование функциональной модели рабочего процесса, представленной соотношениями (4–7), для численного моделирования энергетических характеристик требует конкретизации зависимостей коэффициентов теоретического напора

$K_{\text{HT}} = K_{\text{HT}} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, K_Q, L_{\text{PK}} \right)$ и отдельных видов

потерь $K_h = K_h \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, K_Q, L \right)$. В работе [4] дано выражение для определения коэффициента теоретического напора в явном виде в предположении обтекания элементов рабочего колеса по поверхностям тока, без учета их смещения с изменением режима.

Для построения зависимостей отдельных видов потерь от геометрических и режимных параметров также положена упрощенная кинематическая модель течения в элементах рабочего колеса по поверхности тока, без учета их смещения с изменением режима [4].

При раскрытии функциональных зависимостей K_{hn} , K_{hPK} , $K_{hot tr}$ принята известная схема разделения потерь в решетках по их физической природе на потери трения, кромочные, ударные, циркуляционные, концевые. Общие потери в каждом из элементов проточной части определяются суммированием этих видов потерь.

Коэффициент потерь в подводе K_{hn} равен:

$$K_{hn} = K_{hCK} + K_{hCT} + K_{hNA}, \quad (9)$$

где K_{hCK} , K_{hCT} , K_{hNA} – коэффициенты потерь соответственно в спиральной камере, статоре, направляющем аппарате. В работах [5, 6] приведены выражения для определения этих коэффициентов

потерь, которые здесь не приводятся в виду их громоздкости.

Для составления математической модели потерь на участке проточной части, включающем лопастную систему рабочего колеса и отсасывающую трубу, будем учитывать следующие виды потерь: потери трения, кромочные, ударные, циркуляционные; в отсасывающей трубе потери на трение и расширение в конусе отсасывающей трубы, потери в колене, на выходе из гидромашины и потери от осевого вихря [7, 8].

$$\bar{h}_{\text{тр}} = \frac{1}{Q} \int_Q \zeta_{\text{тр}} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ, \quad (10)$$

$$\bar{h}_{\text{кр}} = \int_Q \zeta_{\text{кр}} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ, \quad (11)$$

$$\bar{h}_{\text{уд}} = \frac{\chi}{Q} \int_Q \frac{(\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g} C_{1m}^2 dQ, \quad (12)$$

$$\bar{h}_{\text{и}} = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2u}^2}{2g} dQ = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2m}^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_2}{2g} dQ, \quad (13)$$

$$\bar{h}_{\text{оттр}} = \frac{\chi_{\text{оттр}}}{2gQ} \int_Q C_{2m}^2 dQ, \quad (14)$$

$$\bar{h}_{\text{ос.в.}} = \frac{(rCu)_{2\text{вт}} 2}{2gR_3^2} = \frac{r_{2\text{вт}}^2 C_{2\text{вт}}^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_2}{2gR_3^2}. \quad (15)$$

В (14) под $\bar{h}_{\text{оттр}}$ понимается сумма потерь на трение и расширение во входном диффузоре, потерь в колене и потерь на выходе из обратимой гидромашины. Заменяя меридиональные скорости $C_{2m} = B_2(l)Q$ в (10)-(15) в выражении коэффициента потерь $K_h = \frac{g \cdot \bar{h} \cdot D^4}{Q^2}$, находим развернутые

выражения для указанных видов потерь. Коэффициенты потерь ударных, циркуляционных, от осевого вихря представлены в виде квадратичных полиномов, коэффициенты которых зависят от геометрических параметров, а независимыми параметрами являются режимные параметры:

$$K_Q = \frac{\omega \cdot D^3}{Q} \text{ и } \frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}.$$

Ниже приведены полученные таким образом выражения для определения осредненных коэффициентов отдельных видов потерь, характеризующих обтекания для n элементарных решеток:

– коэффициент потерь трения:

$$K_{h\text{рктр}} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_{\text{тр}} (B_{2i})^2}{\sin^2 \beta_2},$$

– коэффициент кромочных потерь:

$$K_{h\text{рккр}} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_{\text{кр}} (B_{2i})^2}{\sin^2 \beta_2},$$

– коэффициент ударных потерь:

$$K_{h\text{ркуд}} = b_1 K_Q^2 + b_2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + b_3 K_Q \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b_4 K_Q + b_5 K \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b_6,$$

– коэффициент циркуляционных потерь:

$$K_{h\text{и}} = c_{2\text{и}} K_Q^2 + c_{1\text{и}} K_Q + c_{0\text{и}},$$

– коэффициент потерь от осевого вихря:

$$K_{h\text{ов}} = d_{2\text{ов}} K_Q^2 + d_{1\text{ов}} K_Q + d_{0\text{ов}},$$

– коэффициент потерь в отсасывающей трубе:

$$K_{h\text{оттр}} = \frac{8\chi_{\text{оттр}}}{\pi^2 (D'_3)^4},$$

Полный коэффициент потерь проточной части:

$$K_h = K_{h\text{ср}} + K_{h\text{ст}} + K_{h\text{на}} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q \right) + K_{h\text{рктр}} + K_{h\text{рккр}} + K_{h\text{уд}} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q \right) + K_{h\text{и}} (K_Q) + K_{h\text{ов}} (K_Q) + K_{h\text{оттр}}.$$

В этих зависимостях:

$\zeta_{\text{тр}}, \zeta_{\text{кр}}, \chi_{\text{оттр}}$ – коэффициенты потерь [3];

β_2 – осредненные углы потока соответственно на выходе из рабочего колеса в относительном движении;

B'_2 – коэффициент меридиональной скорости;

$b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, c_0, c_1, c_2, d_0, d_1, d_2$ полиномиальные коэффициенты, ввиду громоздкости эти выражения не приводятся [3]

Полученные развернутые зависимости для коэффициентов всех видов потерь дают возможность определить относительные потери по формуле, вытекающие из (7).

$$\bar{h}_i = \frac{K_{hi}}{g} Q_i'^2, \quad (16)$$

где под K_{hi} понимаются коэффициенты отдельных видов потерь.

Методика расчета отдельных видов потерь в заданном диапазоне приведенных параметров $n'_I - Q'_I$ сводится к следующему:

– определяются параметры оптимального режима [9];

– в зависимости от найденных параметров оптимального режима назначается диапазон

изменений $n'_l - Q'_l$. Например, $0,8n'_{\text{лонг}} \leq n'_l \leq 1,2n'_{\text{лонг}}$, $0,8Q'_{\text{лонг}} \leq Q'_l \leq 1,2Q'_{\text{лонг}}$;

– из уравнения баланса энергии (5) в каждой режимной точке определяется величина $\frac{\bar{G}_0 \cdot D}{Q}$;

– для каждой точки в заданном диапазоне режимных параметров находятся коэффициенты отдельных видов потерь K_{hi} и величины относительных потерь (16);

– по результатам строятся графики изменения отдельных видов относительных потерь $\frac{\bar{h}_i}{H} = f(Q'_l)$

при $n'_l = \text{const}$ и $\frac{\bar{h}_i}{H} = f(n'_l)$ при $Q'_l = \text{const}$.

Графики потерь в элементах проточной части при постоянном значении приведенной частоты и приведенного расхода представлены на рис. 2 и рис. 3.

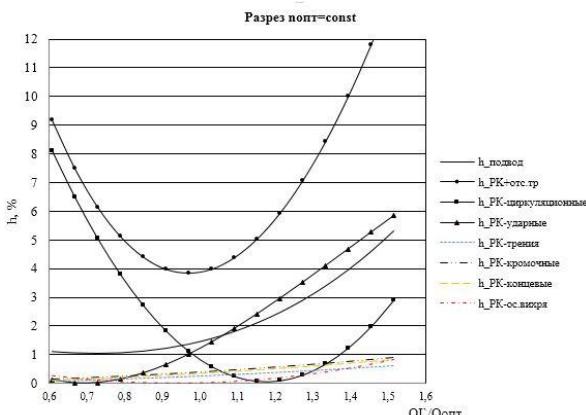


Рис. 2 – График потерь энергии при $n'_l = \text{const}$

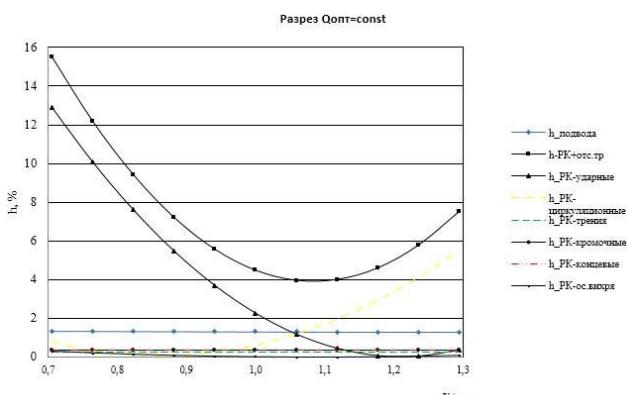


Рис. 3 – График потерь энергии при $Q'_l = \text{const}$

После проведения расчетов методом осредненных безразмерных параметров было проведено численного исследования пространственного течения вязкой жидкости в проточной части насос-турбины, используя пакет программы CFD.

Исследования были проведены для трех фиксированных открытий лопаток направляющего аппарата ($a_0 = 40, 58, 86$ мм) при задании для каждого открытия трех значений частоты вращения рабочего колеса.

Таким образом было исследовано девять турбинных режимов, которые охватывают достаточное поле универсальной характеристики.

Для каждого режимного работы в качестве граничных условий на входе задавалось величина расхода, на выходе – статическое давление.

В результате решения трехмерной задачи определялись кинематические характеристики (поле скоростей и давлений), полная энергия и потери энергии [10].

Гидравлический КПД определялся по формуле:

$$\eta_g = \frac{\pi \cdot n \cdot M_{kp}}{30 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H}. \quad (17)$$

Отнесенные к напору безразмерные гидравлические потери в неподвижных элементах (спиральная камера со статором, направляющий аппарат и отсасывающая труба) определялись по формуле:

$$h = \frac{E^*_{\text{вых}} - E^*_{\text{вх}}}{H}, \quad (18)$$

где $E_{\text{вх}}, E_{\text{вых}}$ – значения осредненных по расходу

полней удельной энергии жидкости $E^* = \frac{\int E v_n dS}{Q}$ в характерных сечениях рассматриваемых элементов проточной части, v_n – нормальная к сечению проекция скорости, S – площадь сечения.

Потери в рабочем колесе определялись по формуле:

$$h_{pk} = (1 - \eta_g) - (h_{ck+ct} + h_{ha} + h_{ot}), \quad (19)$$

Так как расчетным методом определялись только гидравлические потери, а в балансе энергии учитываются еще и дисковые с объемными, то необходимо знать значения данных потерь.

По методике В. В. Макарова [11] используя значения приведенных дисковых и объемных потерь, которые зависят от быстроходности в поле $n'_l - Q'_l$ были определены значения для рассматриваемой обратимой гидромашины. Общий КПД равен:

$$\eta = \eta_g - (h_{ob} + h_d). \quad (20)$$

В таблице 1 представлены результаты численного исследования обратимой гидромашины ОРО-200. Были определены потери в элементах проточной части для составления баланса энергии.

Таким образом, используя значения таблицы 1, были построены графики баланса энергии при $n'_l = \text{const}$. Рассматривались три значения

приведенной частоты: $n'_l = n'_{\text{опт}} = 79$ об/мин, $n'_l = n'_{\text{расч}} = 94$ об/мин, $n'_l = 68$ об/мин.

На рисунке 4 показаны зависимости потерь в элементах проточной части от приведенных расходов

при постоянном открытии направляющего аппарата. Вдоль линии одного открытия расход меняется в диапазоне от $0,8Q'_l$ до $1,2Q'_l$.

Таблица 1 – Таблица расчетов ОРО-200 в турбинном режиме работы

a_0 , мм	m' , об/мин	Q'_l , м ³ /с	H , м	M , Н·м	η_r , %	v_l , м/с	h_{ck+ct} , %	h_{ha} , %	h_{ot} , %	h_{pk} , %
	68	0,240	1,05	297,14	85,77	1,305	0,65	2,93	2,03	8,62
	79	0,230	1,09	263,94	89,12	1,833	0,55	2,7	4,73	2,9
	94	0,180	0,99	108,42	60,8	3,227	0,9	2,36	14,02	21,92
	68	0,345	1,07	433,96	85,27	1,629	1,3	1,69	3,13	8,61
	79	0,330	1,06	381,32	91,97	2,095	1,27	1,55	2,35	2,86
	94	0,305	1,08	284,22	86,32	3,048	1,53	1,31	6,57	4,27
	68	0,470	1,08	573,83	81,86	2,099	2,0	1,19	7,17	7,78
	79	0,460	1,1	526,35	87,85	2,576	2,2	1,1	5,04	3,81
	94	0,440	1,12	427,41	86,75	3,389	1,98	1,04	6,87	3,36

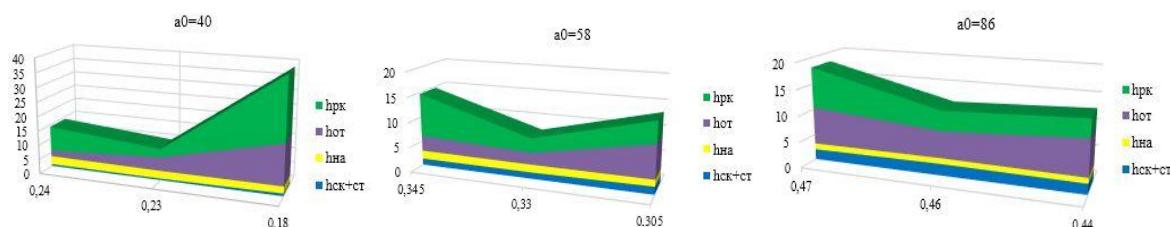


Рис. 4 – Потери энергии в элементах проточной части насос-турбины

Для анализа гидродинамических характеристик обратимой гидромашины необходимым является определить минимум потерь или максимум КПД. Из представленного рис. 4 видно, при постоянном открытии лопаток направляющего аппарата и изменении приведенных оборотов в рассматриваемом диапазоне расхода значительно меняются потери в рабочем колесе. Разница в неподвижных элементах незначительна в данном случае.

Так же можно отметить, что при оптимальном значении приведенной частоты наблюдается минимум потерь при трех открытиях направляющего аппарата a_0 .

Следует отметить, что потери в отсасывающей трубе будут зависеть не только от ее геометрии, но и от закрутки потока жидкости, так как в основном потери в данном элементе проточной части определяются распределением скоростей и давлений на входе.

По результатам численного исследования пространственного потока можно сделать не только

численный анализ, но и качественный, т.е. представить распределение полей скоростей (рис. 5, 6, 7) и давления (рис. 8, 9, 10).

Рассмотрен турбинный режим работы обратимой гидромашины при оптимальных параметрах.

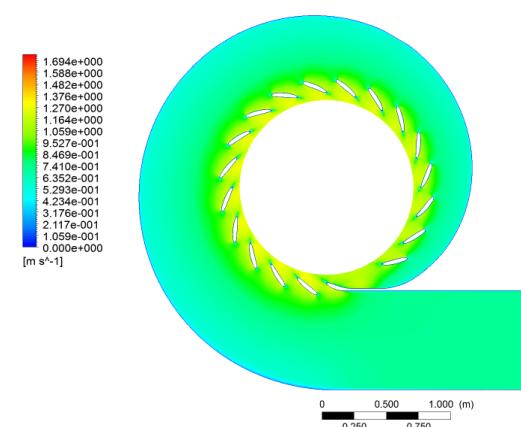


Рис. 5 – Поля скоростей в спиральной камере со статором

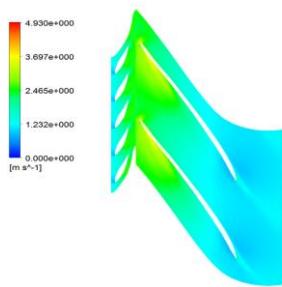


Рис. 6 – Поля скоростей в решетках направляющего аппарата и рабочего колеса

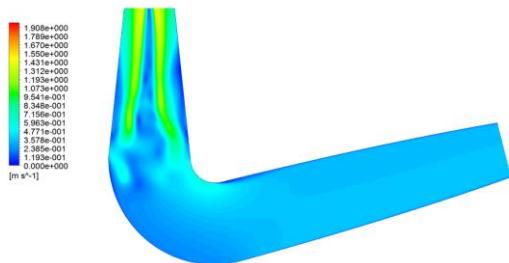


Рис. 7 – Поля скоростей в отсасывающей трубе в вертикальном сечении

На рис. 5 показано, как распределяется скорость в подводе в горизонтальном сечении среднем по высоте НА. При прохождении жидкости в спиральной камере формируется поток, скорость равномерно увеличивается по всей окружности, но наблюдаются отрывы в областях кромок лопаток статора. Далее жидкость попадает в направляющий аппарат и в рабочее колесо, скорость при этом увеличивается (рис. 6). В НА и РК так же на кромках видны отрывы потока и на входных кромках РК локально повышения скорости. При прохождении жидкости в ОТ (рис. 7) происходит разделение потока, и уменьшение скорости к выходу.

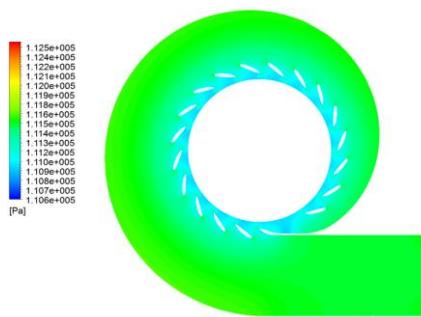


Рис. 8 – Поля давления в спиральной камере со статором

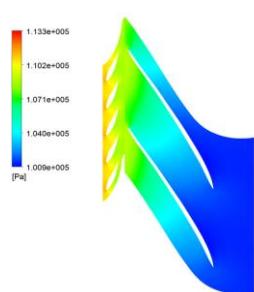


Рис. 9 – Поля давления в решетках направляющего аппарата и рабочего колеса

На рисунках 8-10 изображено распределения давления в элементах проточной части обратимой гидромашины. Как в подводе, так и в отводе наблюдается равномерное распределение давления, только рабочем колесе отмечается его резкое повышение.

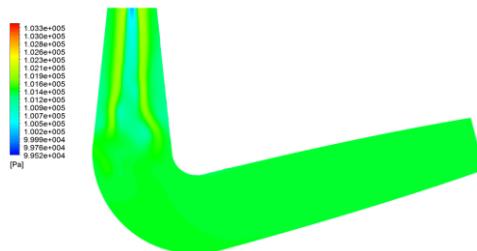


Рис. 10 – Поля давления в отсасывающей трубе в вертикальном сечении

Выводы. Исследование баланса энергии обратимой гидромашины показало, что такой подход позволяет достаточно надежно оценить параметры режимов насос-турбины, определить основные особенности изменения КПД и распределения потерь в элементах проточной части для дальнейшего ее совершенствования. Отличительной чертой метода на основе безразмерных осредненных параметров является то, что на ранних стадиях возможно прогнозирование гидродинамических показателей проточной части проектируемой гидромашины без создания ее твердотельной модели. А по результатам численного исследования пространственного потока количественно и качественно можно проанализировать элементы проточной части и уточнить опытные коэффициенты для расчета по осредненным параметрам.

Список литературы

- Чечеткин А. В. Баланс энергии высоконапорной обратимой гидромашины в турбинном режиме / А. В. Чечеткин, Е. М. Эскрибано // Гидравлические машины. – 1986. – № 20. – С. 38–46.
- Кривченко Г. И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. Учебник для вузов / Г. И. Кривченко. – М. : Энергия, 1983. – 320 с.
- Колычев В. А. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тынянова // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2005. – № 1/2 (13). – С. 95–106.
- Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах: учеб. пособие / В. А. Колычев. – Л. : ИСМО, 1995.
- Колычев В. А. / Математическая модель сопротивления подводящей части радиально-осевой гидротурбины / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский [и др.] // Вестник ХПИ. – 1999. – Вып. 68. – С. 35–48.
- Колычев В. А. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины: учеб. пособие / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский [и др.] – Х. НТУ «ХПИ», 2002. – 216 с.
- Топаж Г. И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин / Г. И. Топаж – Л. : ЛГУ, 1989. – 208с.
- Этингерг И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И. Э. Этингерг, Б. С. Раухман – Л. : Машиностроение, 1978. – 280 с.
- Колычев В. А. Применение методов оптимизации для расчета параметров оптимального режима гидротурбины / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский // Вестник ХПИ. – 1997. – Вып. 8.– С. 93–100.
- Селезнев В. Н. Исследование баланса потерь на основе расчета трехмерного течения вязкой жидкости в проточной части обратимой гидромашины / В. Н. Селезнев, Г. И. Топаж // Гидротехническое строительство. – 2014. – № 11. – С. 59–62.

References (transliterated)

1. Chechetkin, A. V. "Balans energii vyisokonapornoj obratimoy gidromashiny v turbinnom rezhime." *Gidravlicheskie mashiny*. No 20. 1986. 38–46. Print.
2. Krivchenko, G. I. *Gidravlicheskie mashiny: Turbiny i nasosy. Uchebnik dlya vuzov*. Moscow: Energiya, 1983. Print.
3. Kolyichev, V. A. "Raschet i analiz balansa poter energii v vyisokonapornoj radialno-osevoy gidravlicheskoy turbine." *Shidno-Evropeyskiy zhurnal perevodov tehnologiy*. 1.2(13): 2005. 95–106. Print.
4. Kolychev, V. A. *Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah*. Leningrad: ISMO, 1995. Print.
5. Kolyichev, V. A., et al. "Matematicheskaya model soprotivleniya podvodyaschey chasti radialno-osevoy gidroturbiny." *Vestnik HGPU*, No .68. 1999. 35–48. Print.
6. Kolyichev, V. A., et al. *Raschet gidrodinamicheskikh harakteristik napravlyayuschih apparatov gidroturbiny. Uch. posobie*. NTU «KhPI». 2002. Print.
7. Topazh, G. I. *Raschet integralnyih gidravlicheskikh pokazateley gidromashin*. Leningrad: LGU, 1989. Print.
8. Etinberg, I. E., and B. S. Rauhman *Gidrodinamika gidravlicheskikh turbin*. Leningrad: Mashinostroenie, 1978. Print.
9. Kolyichev, V. A., V. E. Drankovskiy, and M. B. Marakovskiy "Primenenie metodov optimizatsii dlya rascheta parametrov optimalnogo rezhima gidroturbiny." *Vestnik HGPU*. No 8. 1997. 93–100. Print.
10. Seleznev, V. N., and G. I. Topazh "Issledovanie balansa poter na osnove rascheta trehmetnogo techeniya vyazkoy zhidkosti v protchnoy chasti obratimoy gidromashiny." *Gidrotehnicheskoe stroitelstvo*. Sankt-Peterburg. No 11. 2014. 59–62. Print.

Поступила (received) 12.05.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Расчетное определение энергетических характеристик на основе расчета пространственного течения вязкой жидкости в обратимых гидравлических машинах / К. С. Резвая, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа, И. И. Тыньянова// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини і гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 43-49. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

Розрахункове визначення енергетичних характеристик на основі розрахунку просторової течії в'язкої рідини в оборотних гіdraulічних машинах / К. С. Резва, В. Е. Дранковський, Є. С. Крупа, І. І. Тиньянова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини і гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 43-49. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

The calculated determination of energy characteristics based on the calculation of the spatial flow of a viscous fluid in reversible hydraulic machines / K. Rezvaya, V. Drankovskiy, E. Krupa, I. Tynyanova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – No. 17 (1293). – P. 43-49. – Bibliogr. 10 . – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Резва Ксенія Сергіївна – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гіdraulічні машини», асистент кафедри «Гіdraulічні машини», тел.: (057)-707-66-46, e-mail: rezvayaks@gmail.com

Резва Ксенія Сергієвна – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Гидравлические машины», тел.: (057)-707-66-46, e-mail: rezvayaks@gmail.com

Rezvaya Kseniya Sergeevna – postgraduate student, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", assistant of the department "Hydraulic machines", tel.: (057)-707-66-46, e-mail: rezvayaks@gmail.com

Дранковський Віктор Едуардович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гіdraulічні машини», тел.: (057)-707-66-46, e-mail: drankovskiy50@ukr.net

Дранковский Виктор Эдуардович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», тел.: (057) 707-66-46, e-mail: drankovskiy50@ukr.net

Drankovskiy Viktor Eduardovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate professor of the department "Hydraulic machines" tel.: (057) 707-66-46, e-mail: drankovskiy50@ukr.net

Крупа Євгеній Сергійович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гіdraulічні машини», тел.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@ukr.net

Крупа Евгений Сергеевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@ukr.net

Krupa Evgeniy Sergeevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute" Docent of the department "Hydraulic machines", tel.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@ukr.net

Тиньянова Ірина Іванівна – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гіdraulічні машини», тел.: (057) 707-66-46, e-mail: t.irinai@mail.ru

Tynyanova Irina Ivanovna – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: t.irinai@mail.ru

Tynyanova Irina Ivanovna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Docent of the department "Hydraulic machines", tel.: (057) 707-66-46, e-mail: t.irinai@mail.ru

K. A. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО, Д. Ю. БОНДАРЕНКО

ВИКОРИСТАННЯ СFD ДЛЯ РОЗРАХУНКУ СПІРАЛЬНОЇ КАМЕРІ ТА КОЛОН СТАТОРА ВИСОКОНАПІРНОЇ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБІНИ

На основі результатів *CFD* аналізується гідравлічний розрахунок підводу радіально-осьової гідротурбіни: спіральної камери, статорного кільца та колон статора. Розрахунок спроектованої спіральної камери високонапірної радіально-осьової гідротурбіни здійснюється на підставі припущення про симетричний потік потенційної осі. З метою зменшення гідравлічних втрат було обрано кут охоплення спіралі 360° , згідно до рекомендацій для високонапірних турбін. Було обране статорне кільце розтрубного типу для кращого розподілу води. Спроектовані спіральна камера, статорне кільце і колони статора аналізуються та перевіряються за допомогою *CFD* при різних витратах води та масових витратах, як індивідуально так і з усією проточною частиною турбіни. Припущення щодо збереження моменту імпульсу або потенційного потоку перевіряється за допомогою *CFD*.

Ключові слова: спіральна камера, статорне кільце, колони статора, *CFD*, кут охоплення, розтруб, зуб, ККД.

На основе результатов *CFD* анализируется гидравлический расчет подвода радиально-осевой гидротурбины: спиральной камеры, статорного кольца и колон статора. Расчет спроектированной спиральной камеры высоконапорной радиально-осевой гидротурбины осуществляется на основании предположения про симметричный поток потенциальной оси. С целью уменьшения гидравлических потерь угол охвата спирали был принят 360° , согласно рекомендациям для высоконапорных турбин. Статорное кольцо было выбрано раструбного типа для лучшего распределения воды. Спроектированные спиральная камера, статорное кольцо и колонны статора анализируются и проверяются с помощью *CFD* для различных открытых направляющего аппарата и массовых расходов, как индивидуально, так и со всей проточной частью турбины. Предположения относительно сохранения момента импульса или потенциального потока проверяется с помощью *CFD*.

Ключевые слова: спиральная камера, статорное кольцо, колонны статора, *CFD*, угол охвата, раструб, зуб, КПД.

Spiral casing of a hydraulic turbine is a very important part for the uniform distribution of the kinetic energy of water along the periphery of the guide vanes and runner. It guides the water at optimum angle from the spiral casing and the stay ring through the guide vanes into the runner to provide an appropriate response between the entire water flow and the runner. The stay ring of the spiral casing is responsible for its mechanical strength and provides water through the stay vanes. The article analyzes the hydraulic calculation of a spiral casing, a stay ring and stay vanes. Verification of hydraulic calculation is carried out by developing a spiral casing of a high-pressure Francis turbine based on the assumption of a symmetric flow of the potential axis. The angle of the spiral is 360° , which is more profitable for high-pressure turbines to reduce losses. Stay ring for better distribution of water. Designed spiral casing, stay ring and stay vanes are analyzed and tested using *CFD* for various guide vane openings and mass flow rates, both individually and with the entire turbine system. The assumption for the conservation of the angular momentum or potential flow is verified using *CFD*.

Keywords: spiral casing, stay ring, stay vanes, *CFD*, nose angle, bell mouth, nose, efficiency.

Вступ. Спіральна камера (СК) є дуже важливою частиною проточної тракту гідравлічної турбіни (ГТ), вона застосовується для рівномірного розподілу кінетичної енергії води по периферії лопаток напрямного апарату (НА) і лопатей робочого колеса (РК). НА спрямовує воду під оптимальним кутом на РК, щоб забезпечити відповідну реакцію між усім потоком води, який проходить підвідну частину ГТ та РК. Статорне кільце СК відповідає за її механічну міцність та забезпечує прохід води через колони статора.

СК є компонентом ГТ, яка з'єднується з верхнім б'єфом через напірний трубопровід. Вона складається зі спірального корпусу, що має равликоподібну природу і комплект статорних кілець, в якому колони статора з'єднані двома статорними кільцями. Статична енергія води, що надходить з верхнього б'єфу, перетворюється в кінетичну енергію в напірному трубопроводі. Осьова складова цієї кінетичної енергії поступово зменшується в СК і одночасно збільшується радіальна та окружна складові. Ці перетворення енергії створюють необхідний вплив на РК і в кінцевому підсумку, створюють необхідний обертовий момент на валу РК.

СК призначена для забезпечення рівномірного віссиметричного підводу води до НА за умови мінімальних гідравлічних втрат у спіральному каналі, статорі та НА.

Статор турбіни призначений для передачі осьових зусиль гідрогенератора, бетонного масиву й допоміжного устаткування на фундамент будівлі станції. Статор – основна конструктивна деталь, що поєднує всі вузли гідротурбіни. Крізь колони статора проходить потік води, який формується СК. Наявність колон статора в потоці приводить до деяких втрат енергії за рахунок тертя й за рахунок частини профільних втрат, що залежать від умов обтікання колон і, зокрема, від розташування колон стосовно потоку, що набігає. Питома вага втрат у зоні статорних колон, через відносно невелику хорду їхніх профілів і невеликих значень швидкостей у зоні розташування колон, становить незначну величину стосовно енергетичного балансу турбіни в цілому.

У гідротурбінах НА потрібен для:

- регулювання режиму роботи турбіни (Q і n);
- створення необхідної циркуляції перед робочим колесом відповідно до навантаження на агрегат;
- припинення доступу води до робочого колеса при повному закритті направляючого апарату;
- зупинки турбіни;
- захисту агрегату від розгону при скиданні навантаження.

СК має різні види поперечних перетинів, такі як круглі, прямокутні, еліптичні, трапецієподібні тощо. Для високонапірних ГТ застосовують металеву СК з кутом обхвату ϕ в діапазоні $315^\circ \div 360^\circ$ [1].

Звичайна конструкція СК має круглі поперечні перерізи. Вона включає в себе нероздільний комплект статорного кільця з колонами статора, кожне статорне кільце прямоугольного перерізу.

Традиційна концепція еліптичних поперечних перетинів для СК разом із статорним кільцем розтрубного типу розглядається у даній статті та порівнюється зі звичайною конструкцією СК з комплектом статорного кільця. Данна стаття аналізує два поперечні перетини СК, еліптичної та круглої будови, призначенні для високонапірної радіально-осьової (РО) ГТ в умовах гіdraulічної конструкції і включає в себе відносний висновок та порівняння різних параметрів за допомогою *CFD* [2]. Одночасно дві конфігурації статорного кільця для обох перетинів включені до інтервалу аналізу.

1. Методика проектування. Методика проектування – це комбінація гіdraulічної конструкції СК та механічної конструкції комплекту статорного кільця. Після аналізу та вивчення, з багатьох вхідних даних, лише наступні головні вхідні параметри, наведені у табл. 1, скорочуються [3].

Таблиця 1 – Вхідні параметри

H	напір в м
Q_r	витрата в $\text{м}^3 / \text{s}$
D	діаметр робочого колеса в м
N	кількість інтервалів колон статора
θ_2	кут нахилу

1.1. Спіральна камера. Конструкція базується на припущені симетричного потоку потенційної осі, тобто вибір розподілу швидкості вздовж СК може бути різним [1], у статті буде розглянуто СК спроектовану по закону:

$$V_u \cdot r = \text{const} \quad (1)$$

де V_u – окружна складова.

Кут обхвату ϕ для СК приймається 360° , що рекомендується для високонапірних РО ГТ, щоб уникнути гіdraulічних нерівномірностей при вході у НА [1–3].

Відстань від центральної лінії РК та діаметрів на відповідних відстанях нанесено з відповідними кутами [4]. В ідеалі характер двох кривих повинен бути лінійним, але в області обхвату він показує відхилення від припущення про потенційний потік. Точні розміри в області зубу можуть бути передбачені многочленом шостого порядку. У регіоні, розташованому далеко від зубу, многочлен набагато ближчий до лінійного приближення.

Для точного порівняння використовуються однакові розміри для обох поперечних перетинів [5]. Для еліптичних перетинів значення діаметра беруться як менший діаметр еліпса, а для круглих перетинів – діаметри окружності на окремих ділянках. Діаметр вхідного перерізу, а отже, площа входу одинакова для обох конфігурацій, що підтверджує ту саму масову витрату потоку для кожної конфігурації [6].

Вхідний переріз майже круглий для кожної конфігурації, і має одинаковий основний і менший діаметр, як показано на рис. 1. Еліптичний переріз переважно видно у напрямку спіралі або до зубу.

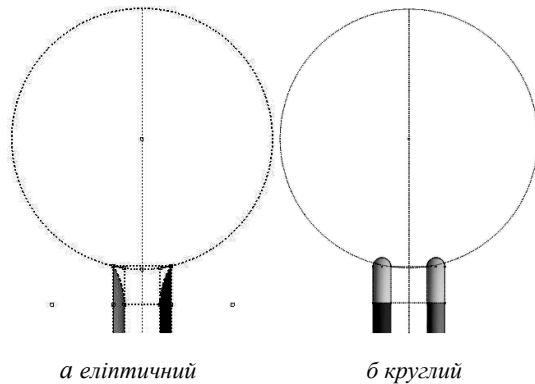


Рис. 1 – Конфігурація поперечних перетинів статорного кільця

1.2 Статорне кільце. На рис. 1 показані види в перерізі статорного кільця, що використовуються для обох поперечних перетинів. Рис. 1, а – це статорне кільце для еліптичних поперечних перетинів. Розтруб видно на стику СК та статорного кільця. На рис. 1, б показаний звичайний тип статорного кільця для круглих поперечних перетинів СК. Він має прямоугольний перетин.

Загальноприйнята конструкція СК разом зі статорним кільцем має легкість обробки з точки зору виготовлення, а отже, набула широкого застосування. За нинішньою технологією можна виготовити статорне кільце розтрубного типу з еліптичною камерою [7]. Колони статору мають аеродинамічний профіль замість звичайного прямоугольного профілю [8].

Поперечні перетини статорного кільця та колон статора знаходяться за допомогою механічної процедури проектування з коефіцієнтом безпеки 2 [9]. Враховуючи, що вхідний і вихідний кути лопатки колон статора вважаються постійними [10]. Значення їх знаходять за допомогою радіальної та окружної складових V_r та V_u .

2. Аналіз проектування з використанням CFD. Спочатку аналізується тільки еліптична конфігурація, використовуючи *CFD*, що містить підвідний трубопровід, НА, РК та відсмоктувальну трубу. Обираються відповідні відкриття НА та проводяться розрахунки за результатами яких можна визначити конфігурацію з найбільшим ККД [11]. Аналіз *CFD* дає високі значення гіdraulічної ефективності, оскільки втрати на ступені генератора та інші механічні втрати виключаються з розрахунку ефективності, передбачається стаціонарний стан, а також шорсткість поверхні ігнорується [12]. Так само аналізується кругла конфігурація з використанням аналогічної комбінації відкриття лопаток НА.

3. Результати. Досліджувані ділянки поступово збільшуються від найменших до найбільших від 0° до 360° . Області, що враховуються в даному

дослідженні, розташовані на відстані 90° [13]. Для того, щоб спостерігати поведінку радіального потоку в області біля зубу, де ділянка є порівняно меншою, а також там, де є відхилення від припущення про потенційний потік.

Еліптична конструкція СК показує плавний перехід радіальної швидкості від спіралі через статорне кільце. Гладкий параболічний профіль для радіальної швидкості видно в еліптичних перерізах, а в круглих перерізах спостерігається невеликий відрив потоку в статорному кільці. У поперечному перетині статорного кільця радіальна швидкість має дуже малі значення для кожної конфігурації, незважаючи на те, що профіль швидкості для еліптичної конфігурації досить плавний.

Секція розтрубу спрямовує весь потік плавно без будь-якого поділу, тоді як невелика ділянка збурення спостерігається в звичайній конструкції СК на точці перетину між статорним кільцем та спіраллю.

Висновки. Еліптична конфігурація СК зі статорним кільцем розтрубного типу демонструє кращий розподіл радіальної швидкості та менший відрив потоку.

Напір нетто менший в еліптичній конфігурації. Його вплив можна побачити у значенні величини ККД, вона має дещо вищу величину в еліптичній конфігурації, ніж у круглої конфігурації. Тому, незважаючи на те, що величина крутного моменту на валу РК менше в еліптичній конфігурації, вона має порівняно більшу ефективність.

Втрати швидкості менші в еліптичній конфігурації. Це вказує на правильний вплив та ефективне використання наявної кінетичної енергії.

C_p – коефіцієнт статичного тиску, його значення має бути настільки низьким, наскільки це можливо. Враховуючи цей факт, C_p порівнюється для обох конфігурацій використовуючи результати *CFD*, його значення є вищим у круглій конфігурації. Таким чином, коефіцієнт статичного тиску C_p менший в еліптичній конфігурації, що знову підтверджується шляхом розрахунку втрат статичного тиску в обох конфігураціях спіралі.

Сумарна втрата тиску також менша в еліптичній конфігурації порівняно з круглою конфігурацією, що знову є вигідним. Отже, з наведеного вище дослідження розподілу радіальної швидкості та зіставлення різних параметрів для кожної конфігурації можна зробити висновок, що загальна гіdraulічна поведінка еліптичної конфігурації, отриманої з аналізу *CFD*, виявилася кращою, ніж у звичайної круглої конфігурації, і сучасний дизайн СК з еліптичним поперечним перерізом та розтрубом демонструє хороше підтвердження розподілу потоку з незначним відривом, тоді як традиційна конструкція показує поганий розподіл потоку через статорне кільце.

У зв'язку із зростанням попиту на використання комплексу програм для розрахунку елементів проточеної частини радіально-осьової гідротурбіни застосовується *CFD*. Він є потужним інструментом для оцінки поведінки потоку в гіdraulічних турбінах, і

цей інструмент широко використовується в подібних дослідженнях для модернізації гідротурбін.

Список літератури

1. Барліт В. В. Гідравліческие турбины / В. В. Барліт. – К: Вища школа, 1977. – 360 с.
2. Миронов К. А. Применение CFD при проектировании элементов проточной части гидротурбин / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – Р. 116–121.
3. Барліт В. В. Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса: учебн. пособие / В. В. Барліт, К. А. Миронов, А. В. Власенко [и др.] – Х.: НТУ «ХПІ», 2008. – 216 с.
4. Rudd F. O. Stress analysis of Hydraulic Turbine Parts / F. O. Rudd // Engg. Monographs no.30, U.S. Department of the interior, Bureau of Reclamation.
5. Berhanu. Effects of Inlet Boundary Conditions on spiral casing simulation / Berhanu, Geberkiden // Master's Thesis, Luleå Uni. of Tech., Dept. of applied physics and Mechanical Engg. Division of Fluid Mechanics, 2007.
6. Riegels F. Aerofoil Sections / F. Riegels // C. 1–18, 62–72.
7. Nechleba M. Hydraulic Turbines / M. Nechleba // Their Design and Equipments, Constable & Co. – London, 1957.
8. Barlit V. V. Hydraulic turbines / V. V. Barlit, P. Krishnamachar, M. M. Deshmukh [et al.]. – Bhopal : MANIT, 2007. – Vol. 1. 2.
9. Миронов К. А. Визначення та аналіз впливу розрахункових параметрів на ефективність радіально-осьових гідротурбін / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No 42 (1264). – Р. 66–70.
10. Junichi. Flow Characteristics in spiral casing of Hydraulic Turbines / Junichi, Hideaki // IAHR Symposium. – Montreal, Canada. – 1986.
11. Миронов К. А. Методика оптимізації лопатової системи робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No 22 (1244). – Р. 49–54.
12. Berhanu. Effects of Inlet Boundary Conditions on spiral casing simulation / Berhanu, Cervantis // 2nd IAHR meeting of the workgroup on Cavitation and dynamic problems in hydraulic machineries and systems. – Timisoara, Romania. – 2007.
13. Kovalev N. N. Hydroturbine Design & Constructions / N. N. Kovalev // The National Science Foundation. – Washington. – 1965.

References (transliterated)

1. Barlit, V. V. *Gidravlicheskie turbiny*. Kiev: Vishha shkola, 1977. Print.
2. Mironov, K. A., and Y. Y. Oleksenko. "Primenenie CFD pri proektirovaniyejelementov protocnoj chasti gidroturbin." *Bulletin of NTU "KhPI"*. Ser.: *Hydraulic machines and hydraulic units*. No. 20 (1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 116–121. Print.
3. Barlit, V. V., et al. *Raschet i proektirovanie protocnoj chasti reaktivnyh hidroturbin na osnove chislennogo modelirovaniya rabochego processa: ucheb. posobie*. Kharkiv: NTU "HPI", 2008. Print.
4. Rudd, F. O. "Stress analysis of Hydraulic Turbine Parts." *Engg. Monographs* No. 30, U.S. Department of the interior, Bureau of Reclamation. Print.
5. Berhanu. "Effects of Inlet Boundary Conditions on spiral casing simulation." *Master's Thesis*, Luleå Uni. of Tech., Dept. of applied physics and Mechanical Engg. Division of Fluid Mechanics, 2007.
6. Riegels, F. *Aerofoil Sections*. 1–18, 62–72. Print.
7. Nechleba, M. *Hydraulic Turbines*. Their Design and Equipments, Constable & Co. London, 1957. Print.
8. Barlit, V.V., et al "Hydraulic turbines." Vol. 1.2. Bhopal: MANIT, 2007. Print.
9. Myronov, K. A. and Y. Y. Oleksenko. "Vyznachennia ta analiz vplivu rozrahnunkovykh parametrv na efektyvnist radialno-osovykh hidroturbin." *Bulletin of NTU "KhPI"*. Ser.: *Hydraulic machines and hydrounits*. No. 42 (1264). Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. 66–70. Print.

10. Junichi and Hideaki. "Flow Characteristics in spiral casing of Hydraulic Turbines". *IAHR Symposium*. Montreal, Canada, 1986. Print.
11. Myronov, K. A. and Y. Y. Oleksenko. "Metodyka optymizatsii lopatevoi sistemy robochoho kolesa radialno-osovoї hidroturbiny" *Bulletin of NTU "KhPI"*. Ser.: *Hydraulic machines and hydrounits*. No. 22 (1244). Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. 49–54. Print.
12. Berhanu. "Effects of Inlet Boundary Conditions on spiral casing simulation". *2nd IAHR meeting of the workgroup on Cavitation and dynamic problems in hydraulic machineries and systems*. Timisoara, Romania, 2007. Print.
13. Kovalev, N. N. *Hydroturbine Design & Constructions*. The National Science Foundation. Washington, 1965. Print.

Надійшла (received) 01.05.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Використання CFD для розрахунку спіральної камери та колон статора високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко, Д. Ю. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 50–53. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Использование CFD для расчета спиральной камеры и колонн статора высоконапорной радиально-осевой гидротурбины / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко, Д. Ю. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 50–53. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Using CFD for calculation of a spiral casing and stay vanes of a high-pressure Francis turbine / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко, Д. Ю. Бондаренко // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – No. 17 (1293). – P. 50–53. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Миронов Константин Анатолійович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гіdraulічні машини»; тел.: (068) 828-58-86; e-mail: cosmir@i.ua.

Миронов Константин Анатольевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (068) 828-58-86; e-mail: cosmir@i.ua.

Mironov Konstantin Anatolievich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic Machines"; tel.: (068) 828-58-86; e-mail: cosmir@i.ua.

Олексенко Юлія Юріївна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гіdraulічні машини» ; тел.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.

Олексенко Юлия Юрьевна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Гидравлические машины» ; тел.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.

Oleksenko Yuliia Yuriivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydraulic Machines" ; tel.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.

Бондаренко Дар'я Юріївна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гіdraulічні машини» ; тел.: (095) 704-27-76; e-mail: shudral88@gmail.com.

Бондаренко Дарья Юрьевна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент кафедры «Гидравлические машины» ; тел.: (095) 704-27-76; e-mail: shudral88@gmail.com.

Bondarenko Daria Yuriiivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydraulic Machines" tel.: (095) 704-27-76; e-mail: shudral88@gmail.com.

М. Б. МАРАХОВСКИЙ, А. И. ГАСЮК

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ. ЧАСТЬ 1.

Запропоновано математичну модель опору в безрозмірною поліноміальної формі, що описує поведінку коефіцієнтів окремих видів втрат в залежності від режимних параметрів гідротурбіни і геометрических параметрів проточній частини. Форма подання моделі зручна, як для проведення чисельного дослідження впливу геометрических параметрів проточній частини, так і проведення оптимізаційних розрахунків. Модель дозволяє досліджувати вплив окремих видів втрат на гідродинамічні характеристики проточній частини радіально-осової гідротурбіни.

Ключові слова: коефіцієнт втрат, проточна частина, режимні параметри гідротурбіни, математична модель, гідродинамічні характеристики, радіально-осьова гідротурбіна, модель опору.

Предложена математическая модель сопротивления в безразмерной полиномиальной форме, описывающая поведение коэффициентов отдельных видов потерь в зависимости от режимных параметров гидротурбины и геометрических параметров проточной части. Форма представления модели удобна, как для проведения численного исследования влияния геометрических параметров проточной части, так и проведения оптимизационных расчетов. Модель позволяет исследовать влияние отдельных видов потерь на гидродинамические характеристики проточной части радиально-осевой гидротурбины.

Ключевые слова: коэффициент потерь, проточная часть, режимные параметры гидротурбины, математическая модель, гидродинамические характеристики, радиально-осевая гидротурбина, модель сопротивления.

The article proposes a mathematical model of resistance in a dimensionless polynomial form, describing the behavior of the coefficients of individual types of losses, depending on the regime parameters of the turbine and the geometric parameters of the flow section. The model provides for the separation of losses into: profile, shock, end, edge, losses from the axial vortex. The form of representation of the model is convenient, both for carrying out a numerical study of the influence of geometric parameters of the flowing part, and for carrying out optimization calculations. The model makes it possible to investigate the effect of certain types of losses on the hydrodynamic characteristics of the flowing part of a radial-axial hydraulic turbine. It is possible to construct a theoretical universal characteristic of a hydraulic turbine.

Keywords: loss factor, flowing part, regime parameters of a hydraulic turbine, mathematical model, hydrodynamic characteristics, radial-axial hydraulic turbine, resistance model.

Введение. Важнейшими гидродинамическими характеристиками проточной части являются коэффициенты теоретического напора $K_{\text{нт}}$ и коэффициенты сопротивлений K_h .

От этих коэффициентов зависят основные параметры гидротурбины, определяющие энергетические и кавитационные качества: КПД, мощность, коэффициент кавитации и др.

В работах [1, 2] получены зависимости коэффициента теоретического напора от геометрических и режимных параметров

$$K_{\text{нт}} = f\left(\frac{\bar{\Gamma} D}{Q}, K_Q, L'_{pk}\right); \quad (1)$$

Построим модель сопротивления проточной части – зависимости коэффициента ее сопротивления от геометрических и режимных параметров в безразмерной форме:

$$k_h = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, K_Q, L'_k\right); \quad (1a)$$

Построение модели сопротивления представляет весьма сложную задачу. Математическая модель должна основываться на достаточно глубоком кинематическом описании. В то же время следует учитывать необходимость получения по возможности упрощенного описания, реализация которого была бы доступна по трудоемкости.

Необходимым требованием к такому описанию является возможность широкого использования

опытных данных.

Для реализации такого подхода к построению математической модели проточной части, т. е. для получения развернутого выражения функциональной зависимости, целесообразно использование полученных ранее кинематических моделей потока [1, 2].

При построении модели сопротивлений используем традиционную методику разделения потерь по их физической природе. В лопастных системах выделим потери трения, так называемые «ударные» потери, концевые и кромочные.

Математическая модель сопротивлений должна включать в себя зависимости, описывающие поведение коэффициентов сопротивления, как в лопастных системах, так и в безлопастных участках проточной части.

Выведем зависимости коэффициентов потерь в проточной части в зависимости от коэффициента расхода K_Q [2, 3].

Основная часть. Осредненное значение каждого из рассматриваемых видов потерь в пространственной решетке может быть представлено в виде:

$$\bar{h}_i = \frac{1}{Q} \int h_i dQ \quad (2)$$

где: h_i – потери энергии в элементарных решетках соответствующих отдельных видов.

Будем исходить из общеизвестного принципа разделения потерь по их физической природе, выделяя потери трения, кромочные, концевые, ударные и др.

Задача построения математической модели сводится к составлению зависимостей для коэффициентов отдельных видов потерь в функции геометрических и режимных параметров. Будем в дальнейшем исходить из зависимостей потерь в решетках лопастных систем, данных в работах [4, 5, 6, 7 и др.].

Потери трения в решетке на осесимметричной поверхности в слое переменной толщины определяются формулой [4].

$$h_{tp} = \zeta_{tp} \frac{W_2^2}{2g} \quad (3)$$

$$\text{где: } \zeta_{tp} = \frac{2\delta_2^{**}}{t_2 \sin \beta_2} = \frac{2CIL}{t_2 \sin \beta_2} \quad (4)$$

$$C = \frac{0,0153}{\text{Re}^{-\frac{1}{7}}} \left(\frac{W_2}{W_k} \right) \quad (5)$$

$$\text{Re} = \frac{W_2 L}{v} \quad (6)$$

$$I = \left[\int_0^{\bar{s}_p} \left(\frac{W_p}{W_2} \right)^{3.8} \left(\frac{h}{h_2} \right)^{\frac{7}{6}} dl \right]^{\frac{6}{7}} + \quad (7)$$

$$\left[\int_0^{\bar{s}_p} \left(\frac{W_\partial}{W_2} \right)^{3.8} \left(\frac{h}{h_2} \right)^{\frac{7}{6}} dl \right]^{\frac{6}{7}}$$

где S – длина средней линии профиля.

Величина I , зависящая от распределения скоростей на профиле, определяется для режима безударного обтекания.

Из треугольника скоростей на выходной кромке можно записать:

$$W_2 = \frac{C_{m2}}{\sin \beta_2} \quad (8)$$

С учетом предыдущих зависимостей находим:

$$\bar{h}_{tp} = \frac{1}{Q} \int \zeta_{tp} \frac{2CILC_{m2}^2}{t_2 \sin^3 \beta_2 2g} dQ \quad (9)$$

Для определения величины I необходимо знать распределение скоростей вдоль профиля, которое устанавливается путем решения прямой задачи [6]. Но, как показывает практика проведения расчетов, можно воспользоваться упрощенной методикой, предложенной в работе [2], где с помощью интегральных законов сохранения получено аналитическое выражение для I в зависимости от геометрических параметров решетки.

$$I = I_1 + I_2 \quad (10)$$

$$I_{1,2} = \left\{ \frac{4 \left(\frac{l}{l_m} + \frac{b_2}{b_1} \right) \sin \beta_{2cp}}{\left(1 + \frac{b_2}{b_1} \right) \left(1 + \frac{r_{lcc}}{r_{2cc}} \right) \Theta} \pm \frac{1}{l/t_2} X \sin \beta_2 \right\}^{3.26} \times$$

$$\times \frac{1}{2} \left(1 + \frac{b}{b_2} \right) \quad (11)$$

$$X = \left[\operatorname{ctg} \beta_{2cc} - \operatorname{ctg} \beta_{lcc} \frac{b_2}{b_1} + \left(\frac{r_{lcc}}{r_{2cc}} - 1 \right) \pi \left(\frac{r_{2cc}}{D} \right)^2 \frac{b_2}{D} K_Q \right]$$

Для построения математической модели профильных потерь воспользуемся зависимостью,

$$C_m = A(l)\omega - B(l)Q, \quad (12)$$

полученной из расчета кинематических параметров потока в характерных сечениях проточной части и учитывающей изменение параметров по высоте.

Кроме того, учитывая, что

$$dQ = d\psi = -2\pi r_2 C_{m2} dl \cos \delta \quad (13)$$

получим из выражения (9) зависимость для коэффициента потерь в развернутом виде:

$$K_{tp} = -2\pi \int_{l_1}^{l_2} \frac{2CI(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2^*)}{\sin \beta_2^* t_2} (A' \omega - B' Q)^3 \cos \delta r_2' dl' \quad (14)$$

Расчет по формуле (14) проводится по элементарным слоям переменной толщины, полученным предварительным расчетом потока.

После преобразований в правой части, формулу удобно представить в виде полинома

$$K_{tp} = b_3 K_Q^3 + b_2 K_Q^2 + b_1 K_Q + b_0 \quad (15)$$

$$\text{где: } b_3 = -2\pi \int_{l_1}^{l_2} \frac{2CI(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2^*)}{\sin \beta_2^* t_2} A'(l')^3 \cos \delta r_2' dl' \quad (16)$$

$$b_2 = 6\pi \int_{l_1}^{l_2} \frac{2CI(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2^*)}{\sin \beta_2^* t_2} A'(l')^2 B'(l') \cos \delta r_2' dl' \quad (17)$$

$$b_1 = -6\pi \int_{l_1}^{l_2} \frac{2CI(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2^*)}{\sin \beta_2^* t_2} A'(l') B'(l')^2 \cos \delta r_2' dl' \quad (18)$$

$$b_0 = 2\pi \int_{l_1}^{l_2} \frac{2CI(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2^*)}{\sin \beta_2^* t_2} B'(l')^3 \cos \delta r_2' dl' \quad (19)$$

В полученной зависимости для коэффициента трения режимные параметры входят явным образом, а коэффициенты полинома зависят от геометрических параметров.

Кромочные потери включают потери, обусловленные обтеканием кромки конечной толщины, и потери, которые имеют место при выравнивании вязкого потока за решеткой.

В соответствии с [7] кромочные потери определяются по формуле:

$$h_{kp} = \zeta_{kp} \frac{W_2^2}{2g} \quad (20)$$

где: $\zeta_{kp} = \frac{0,2\Delta_{kp}}{t_2 \sin \beta_2}$ (21)

$$\Delta_{kp} = 2r_{kp}$$
 (22)

где: r_2 – радиус скругления выходной кромки.

Величина кромочных потерь для всей решетки определяется по выражению:

$$\overline{h_{kp}} = \frac{1}{Q} \int \zeta_{tp} \frac{W_2^2}{2g} dQ$$
 (23)

Выразив C_{2m} и dQ по выражениям (12), (13), запишем формулу для определения кромочных потерь:

$$\begin{aligned} \overline{h_{kp}} = & \frac{1}{Q} \int 0,2 \frac{\Delta_{kp}}{\sin^3 \beta_2 t_2} (A(l)\omega - B(l)Q)^3 \times \\ & \times \frac{(-\pi r_2 \cos \delta)}{2g} dl \end{aligned}$$
 (24)

Коэффициент кромочных потерь будет равен:

$$K_{h_{kp}} = -0,4\pi \int_0^{l'} 0,2 \frac{\Delta_{kp}}{\sin^3 \beta_2} (A'(l)K_Q - B'(l)Q)^3 r'_2 dl$$
 (25)

Концевые потери связаны с пограничным слоем на торцевых стенках. Расчет пограничного слоя на торцевых стенках во вращающейся решетке с учетом вторичных течений усложняется вследствие наличия центробежных и кориолисовых сил, изменяющих эпюру скоростей по сравнению с неподвижной решеткой. Ориентировочно коэффициент концевых потерь может быть выражен через потери трения [8]:

$$\zeta_{kh} = \frac{2t_2 \sin \beta_{2cp}}{b_{2cp}} \zeta_{kp}$$
 (26)

где: t – шаг решетки,

β – угол потока средней решетки на выходе рабочего колеса,

b – высота решетки в зоне выходной кромки лопасти.

Концевые потери равны:

$$h_{kh} = \zeta_{kh} \frac{W_{2cp}^2}{2g}$$
 (27)

Используя выражения (12) и (13) рассчитаем среднеквадратичное значение концевых потерь для всей решетки:

$$h_{kh} = -\frac{4\pi}{gQ} \int \frac{t_2 \zeta_{tp}(l)}{b_2} (A(l)\omega - B(l)Q)^3 \frac{r_2 \cos \delta}{\sin \beta_2} dl$$
 (28)

Коэффициент концевых потерь будет равен:

$$\begin{aligned} K_{h_{kh}} = & -\frac{2\pi}{D^5} \int_0^l \frac{r_2 \zeta_{tp}(l)}{b_2 \sin \beta_2} (A(l)K_Q - B(l)D^5)^3 \times \\ & \times t_2 \cos \delta dl \end{aligned}$$
 (29)

В общей схеме разделения профильных потерь энергии при отрывном обтекании профилей, выделяются так называемые "ударные" потери.

Ударные потери, обусловленные отрывом потока при обтекании входной кромки, возникают при несовпадении направления потока в относительном движении на входной кромке β_1 с углом безударного обтекания β_{bu} . Формула потерь на удар имеет вид:

$$\overline{h_{ud}} = k \frac{(\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_{2bu})^2}{2g} C_{1m}^2$$
 (30)

Для бесконечно густой решетки угол безударного обтекания β_{bu} равен геометрическому углу входного элемента лопасти в рассматриваемой точке входной кромки β_{1l} . При конечном числе лопастей эти углы не равны.

Угол β_{bu} обычно меньше β_{1l} , так что

$$\beta_{bu} = \beta_{1l} - \Delta \beta_{bu}$$
 (31)

где: $\Delta \beta_{bu}$ – угол атаки при обтекании входной кромки.

Угол $\Delta \beta_{bu}$ слабо зависит от режима работы и его можно рассматривать как характерный гидродинамический параметр решетки, не зависящий от режима обтекания [7].

Для радиально-осевых гидротурбин величина $\Delta \beta_{bu}$ может изменяться в диапазоне $\Delta \beta_{bu} = 5-20^\circ$. Поправочный коэффициент k в формуле (30) по аналогии с известными гидравлическими расчетами потерь в диффузорах, может быть назван коэффициентом смягчения.

Для густых решеток радиально-осевых турбин $k = 0,8-1$.

Меридиональные скорости на входе и выходе из рабочего колеса связаны уравнением расхода:

$$\Delta Q = 2\pi r_1 C_{1m} \delta_1 = 2\pi r_2 C_{2m} \delta_2$$
 (32)

Тогда с учетом этого уравнения, а также (12) и (13) уравнение (30) примет вид:

$$\begin{aligned} \overline{h_{ud}} = & -\frac{k}{gQ} \int \left(\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2 \right)^2 \left(\frac{\delta_2 r_2}{\delta_1 r_1} \right)^2 \times \\ & \times (A(l)\omega - B(l)Q)^3 r_2 \cos \delta dl \end{aligned}$$
 (33)

В безразмерной форме коэффициент потерь будет равен:

$$\begin{aligned} K_{h_{ya}} = & -2\pi \int_0^l \left(\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_{2bu} \right)^2 \left(\frac{B_2(l)}{B_1(l)} \right)^2 \times \\ & \times r'_2 \cos \delta (A'(l)K_Q - B'(l)Q)^3 dl \end{aligned}$$
 (34)

Коэффициент потерь всей проточной части находится суммированием различных видов потерь в ее элементах, а затем, сложением коэффициентов потерь по элементам: подвод, рабочее колесо и отсасывающая труба.

Выводы: 1. Разработана математическая модель сопротивления в безразмерной полиноминальной форме, описывающая поведение коэффициентов отдельных видов потерь в зависимости от режимных

параметров гидротурбины и геометрических параметров проточной части.

2. Форма представления модели удобна, как для проведения численного исследования влияния геометрических параметров проточной части, так и проведения оптимизационных расчетов.

Список литературы

1. Колычев В. А. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин: учебн. пособие / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 216 с.
2. Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах: учебн. пособие / В. А. Колычев. – Л.: ИСМО, 1995. – 272 с.
3. Колычев В. А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины / В. А. Колычев // Гидравлические машины. – 1992. – Вып. 26. – С. 3–19.
4. Викторов Г. В. Гидродинамическая теория решеток: пособие / Г. В. Викторов. – М.: Высшая школа, 1969. – 368 с.
5. Климов А. И. Новый способ определения циркуляций потока в гидромашинах / А. И. Климов // Сб. научн. информ. по гидромашиностроению. – Вып. 8 (9). – М.: ВИГМ, 1959.
6. Самойлович Г. С. Гидроаэромеханика : учебн. / Г. С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1980. – 280 с.
7. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г. Ю. Степанов. – М.: Физматгиз, 1962. – 512 с.
8. Топаж Г. И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин / Г. И. Топаж. – Л.: ЛГУ, 1989. – 208 с.

References (transliterated)

1. Kolychev, V. A., V. Je. Drankovskij and M. B. Marahovskij. *Raschet gidrodinamicheskikh harakteristik napravljajushhih apparatov gidroturbin*. Kharkov: NTU «KhPI», 2002. Print.
2. Kolychev, V. A. *Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah*. Leningrad: ISMO, 1995. Print.
3. Kolychev, V. A. "Postroenie matematicheskoy modeli rabochego processa gidroturbiny." *Gidravlicheskie mashiny*. No. 26. 1992. 3–19. Print.
4. Viktorov, G. V. *Gidrodinamicheskaja teorija reshetok*. Moscow: Vysshaya shkola, 1969. Print.
5. Klimov, A. I. "Novyj sposob opredelenija cirkulacij potoka v gidromashinah." *Sb. nauchn. inform. po gidromashinostroeniju*. Moscow: VIGM, 1959. No. 8.9. Print.
6. Samojlovich, G. S. *Gidroaeromehanika*. Moscow: Mashinostroenie, 1980. Print.
7. Stepanov, G. Ju. *Gidrodinamika reshetok turbomashin*. Moscow: Fizmatgiz, 1962. Print.
8. Topazh, G. I. *Raschet integral'nyh gidravlicheskikh pokazatelej gidromashin*. Leningrad: LGU, 1989. Print.

Поступила (received) 02.05.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Математическая модель гидродинамических характеристик элементов проточной части радиально-осевой гидротурбины / М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 54–57– Бібліогр. 8 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

Математическая модель гидродинамических характеристик элементов проточной части радиально-осевой гидротурбины / М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 54–57. – Бібліогр. 8 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

Mathematical model of hydrodynamic characteristics of the elements of the flowing part of the radial-axial hydroturbine. / М. Б. Marakhovsky, A. I. Gasyuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov: NTU "KhPI", 2018. – No 17 (1293). – P. 54–57. – Bibliograf. 8. ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мараховський Михайло Борисович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Мараховский Михаил Борисович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Marakhovsky Mikhail Borisovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine"; tel.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Гасюк Олександр Іванович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Гасюк Александр Иванович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Gasiyk Alexander Ivanovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine"; tel.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Н. Г. ШЕВЧЕНКО, О. Л. ШУДРИК, О. С. КОВАЛЬ, О. В. ДОРОШЕНКО

ВРАХУВАННЯ РЕОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВОДОНАФТОВОЇ ЕМУЛЬСІЇ НА РОБОЧІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

Проведено аналіз ряду наукових досліджень по вивченю властивостей і реологічних характеристик водонафтових емульсій, узагальнені експериментальні данні для визначення залежності ефективної в'язкості в залежності від об'ємної частки води в емульсії. Встановлено, що найбільш критичним діапазоном обводнення нафти є 50-80 % коли в'язкість емульсії різко збільшується у декілька разів. Виконано дослідження стаціонарного руху в'язкої неньютонівської рідини в робочих каналах ЕВН5-80 шляхом чисельного моделювання в пакеті *OpenFOAM*. Для розрахунків выбрана модель неньютонівської рідини Гершеля-Балклі, яка найточніше описує поведінку водонафтової емульсії. Отримана і проаналізована візуалізація потоку в проточній частині міри насоса. Досліджено вплив реологічних властивостей водонафтових емульсій на характеристики відцентрового насоса.

Ключові слова: відцентровий насос, водонафтова емульсія, неньютонівська рідина, ефективна в'язкість, чисельне моделювання, інтегральні характеристики насосу.

Проведен анализ ряда научных исследований по изучению свойств и реологических характеристик водонефтяных эмульсий, обобщены экспериментальные данные для определения зависимостей эффективной вязкости ВНЕ от объемной доли воды в эмульсии. Установлено, что наиболее критичным диапазоном обводнения нефти является 50–80 %, когда вязкость эмульсии резко увеличивается в несколько раз. Выполнено исследование стационарного движения вязкой неньютоновской жидкости в рабочих каналах ЭЦН5-80 путем численного моделирования в пакете *OpenFOAM*. Для расчетов выбрана модель неньютоновской жидкости Гершеля-Балкли, которая наиболее точно описывает поведение водонефтяной эмульсии. Получена и проанализирована визуализация потока в проточной части степени насоса. Исследовано влияние реологических свойств водонефтяных эмульсий на характеристики центробежного насоса.

Ключевые слова: центробежный насос, водонефтяная эмульсия, неньютоновская жидкость, эффективная вязкость, численное моделирование, интегральные характеристики насоса.

A number of scientific studies on the properties and rheological characteristics of water-oil emulsions have been analyzed, experimental data have been generalized to determine the dependencies of the effective viscosity of WOE on the volume fraction of water in the emulsion. It has been established that the most critical range of oil flooding is 50–80 %, when the viscosity of the emulsion sharply increases several times. A study is made of the steady motion of a viscous non-Newtonian fluid in the working channels of ESP5-80 by numerical simulation in the *OpenFOAM* package. For the calculations, a model of the non-Newtonian Herschel-Bulkley fluid is chosen, which most accurately describes the behavior of the water-oil emulsion. The visualization of the flow in the flow-through part of the pump's degree is obtained and analyzed. The influence of the rheological properties of water-oil emulsions on the characteristics of a centrifugal pump is studied.

Keywords: centrifugal pump, water-oil emulsion, non-newtonian fluid, effective viscosity, numeral design, pump integral characteristics

Вступ. Триває експлуатація нафтових родовищ і застосування технологій підвищення нафтovіддачі шляхом заводнення нафтоносних пластів призводять до істотного збільшення у складі нафтової продукції води пласта. По своєму хімічному складу нафта схильна до утворення емульсій, оскільки до її складу входять активні емульгатори-асфальтени і смоли. Тому збільшення об'ємної концентрації води в нафті сприяє утворенню водонафтових емульсій (ВНЕ) з підвищеною в'язкістю і зміні характеристик реології водонафтової суміші. Найбільш критичним діапазоном обводнення нафти є 50-80 % коли в'язкість емульсії різко збільшується у декілька разів. Це пояснюється появою додаткової дотичної напруги на міжфазній поверхні. Наприклад, при досить великій в'язкості початкової нафти обводнення нафтової продукції може привести до критичного падіння продуктивності заглибного насоса, перевантаження його електродвигуна. Оскільки водонафтovі емульсії за своїми реологічними властивостями є типовими представниками неньютонівських рідин, то необхідно оцінити вплив властивостей реології ВНЕ на величину гіdraulічних опорів в робочих органах електропідцентрових насосів (ЕВН), а також на їх робочі характеристики. Нині актуальним напрямом є рішення завдань гідродинаміки в складних технічних об'єктах з урахуванням реальних характеристик середовища

(неньютонівські рідини, геторогенні суміші) за допомогою сучасних програмних продуктів. Останнім часом опублікована досить велика кількість робіт по чисельному моделюванню течії неньютонівських рідин в циліндричних трубах, кільцевих просторах. Це пов'язано з необхідністю врахування основних параметрів ВНЕ при транспортуванні їх по промислових трубопроводах. Основною концепцією цих робіт є вибір математичної моделі (ММ) неньютонівської рідини, дискретизація розрахункової області поблизу твердих стінок, моделей в'язкості для турбулентних і ламінарних течій, моделей турбулентності, тестування чисельного рішення.

Інформаційний огляд. Вплив реологічних властивостей в'язкої рідини на роботу ЕВН. Вплив реологічних властивостей в'язкої рідини на роботу ЕВН. Для оцінки працездатності відцентрових насосів на водонафтових емульсіях необхідно коротко зупинитися на найважливіших властивостях ВНЕ. До основних параметрів, що характеризують емульсії, відносяться: співвідношення фаз, в'язкість, швидкість зсуву, дисперсність, стійкість. Ці параметри взаємопов'язані. У роботах [1–6] представлений аналіз результатів досліджень з вивчення особливостей формування міжфазних поверхонь емульсій, підвищення їх в'язкості при різному вмісті води і дисперсності, а також вплив води на реологічні властивості ВНЕ. У типовому випадку двофазної

системи перша з речовин (дисперсна фаза) дрібно розподілена в другому (дисперсійне середовище). При відносно малій об'ємній концентрації частинок дисперсної фази ефективна в'язкість такої дисперсної системи в порівнянні зростає, зберігаючи властивості ньютонівської рідини. При збільшенні об'ємної концентрації частинок дисперсної фази розміри крапель в емульсії збільшуються. Взаємодія між частинками дисперсної фази посилюється. Вони здатні деформуватися і під дією зсувних напружень певним чином орієнтується в потоці. З'являються додаткові напруги зсуву на міжфазних поверхнях, внаслідок чого ефективна в'язкість рідини значно збільшується. Прийнято вважати, що при збільшенні вмісту води відбувається зміна типу (інверсія) промислових емульсій. При цьому «точку інверсії» ототожнюють з моментом досягнення максимуму в'язкості, після якого спостерігається зниження в'язкості емульсії починає поступово знижуватися – рис. 1. Аналіз реологічних властивостей ВНЕ нафтових

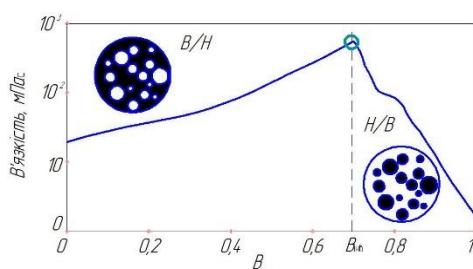


Рис. 1 – Залежність ефективної в'язкості рідини від водовмісту B . Інверсія промислових ВНЕ [3]

Таблиця 1 – Узагальнення параметрів промислових даних

B	1	20	30	45	60	70	77	83	95
K	10^{-3}	0,02	0,25	1,8	5	9	10	0,6	10^{-6}
n	1	1	0,75	0,53	0,5	0,48	0,45	0,7	1
τ_0	0	0	0	0	0	3	10	7	0

Експериментальні дослідження водонафтової емульсії в насосах типу ЕВН були представлені в роботах [1, 3, 6]. У цих роботах відзначається, що вплив ВНЕ на характеристики насоса істотно впливають на насоси низької та середньої швидкохідності в діапазоні водосодержання $0,3 < B < 0,8$, де значення ефективної в'язкості рідини зростає в кілька разів.

В роботі Каплана Л. С. [3] наводяться результати обробки проведених досліджень впливу обводнення продукції на коефіцієнт відносної подачі насоса ЕВН – рис. 3. З рис. 3 видно, що коефіцієнти відносної подачі ($Q/Q_{\text{опт}}$) залежать від вмісту води в суміші і мають мінімум для всіх насосів при обводненості B в районі 60-70 %. Продуктивність ЕВН висока при вмісті води до 20 % і понад 80 %. Крім цього було встановлено, що вплив високов'язкої емульсії на насоси з більшою подачею виражене менше.

промислові, представлених в роботах [1, 3, 4, 6], показав, що в діапазоні об'ємного водовмісту $0,3 < B < 0,8$ порушується лінійна залежність дотичних напружень τ від швидкості зсуву $\dot{\gamma} = \frac{\partial u}{\partial z}$ – модель водонафтової емульсії відноситься до неニュтоновських рідин. На рис. 2 показано реологічні криві ВНЕ. Аналіз промислових реологічних характеристик, котрі наведені на рис. 2 та табл. 1, показує, що ВНЕ з водовмістом $B = 0,5 \div 0,75$ відноситься до неニュтоновської рідини типу Гершеля-Балклі [7, 8]:

$$\tau = \tau_0 + K \cdot \dot{\gamma}^n, \quad (1)$$

де τ_0 – межа текучості при швидкості зсуву $\dot{\gamma}$, що дорівнює 0; K – міра консистенції рідини, Па·с; n – показник, що характеризує степінь відхилення неニュтоновської рідини від ньютоновської.

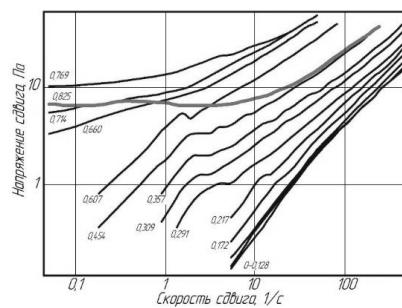


Рис. 2 – Реологічні криві ВНЕ. Промислові дані [4].

В роботі Гумерова К. О [1] пропонується за значенням швидкості зсуву визначати ефективну в'язкість емульсії для конкретної подачі насоса і діаметра НКТ. Результати визначення ефективної в'язкості від об'ємної витрати насоса представліні на рис. 4. Встановлено, що в залежності від норми відбору, при інших рівних умовах, швидкість течії змінюється, отже змінюється напруга зсуву в потоці, тобто:

- при малих нормах відбору (малих напругах зсуву) ефективна в'язкість ВНЕ максимальна,
- зі збільшенням норми відбору (збільшеннем напруги зсуву) ефективна в'язкість зменшується і досягає деякого мінімального значення, яке не змінюється при збільшенні норми відбору через досягнення в системі граничної орієнтації частинок в потоці.

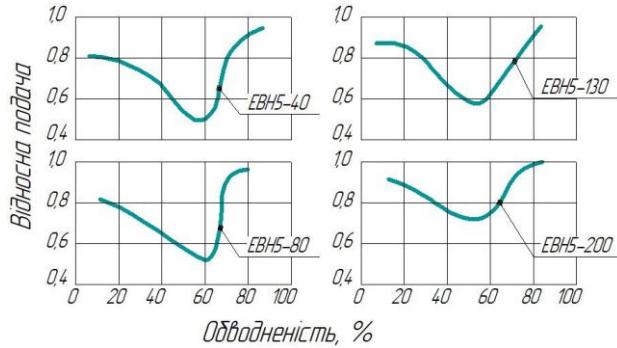


Рис. 3 – Зміна відносної подачі ЕВН в залежності від обводненості [3]

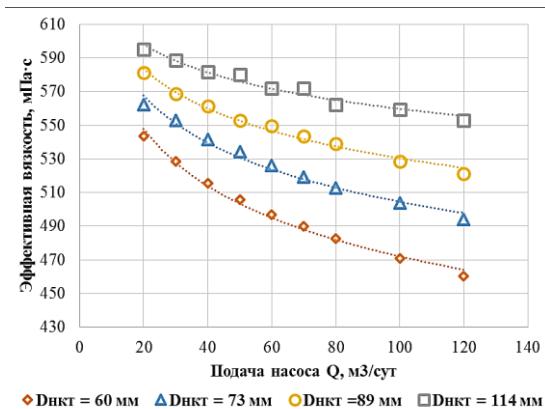


Рис. 4 – Залежність ефективної в'язкості ВНЕ від подачі насоса при $B=60\%$ [1]

Загальні відомості математичного моделювання неньютоновської в'язкої рідини. У великій кількості завдань класичної механіки в'язких нестисливих рідин використовується лінійний закон зв'язку тензора в'язких напруг τ з тензором швидкостей зсуву $\dot{\gamma} = S_{ij}$ (швидкостей деформації):

$$\tau = 2\mu S \quad (2)$$

Складові тензора швидкостей деформації мають вигляд:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right). \quad (3)$$

Однак, багато рідини, що беруть участь в технологічних процесах, при своїй течії проявляють нелінійність в'язкості, а також інші властивості, такі як пластичність, пружність. Існує багато різних методів вивчення неньютоновських рідин.

Один із найефективніших підходів – теоретико-реологічний, коли для деякого класу рідин, що володіють подібними властивостями, записується узагальнена реологічна модель і на її основі пояснюється поведінка рідин цього класу [7–10]. Реологія середовища задається трьома коефіцієнтами: показник ступеня середовища n ($n < 1$), показник консистенції k_v і границя текучості в'язкопластичної рідини τ_0 , згідно формулі (1). У розрахунки гідродинамічних процесів неньютонівських рідин

вводять поняття ефективної в'язкості η . Для нафтових родовищ характерно, що ВНЕ може бути як в'язкою ньютонівською рідиною, так і неньютонівською в'язкопластичною рідиною, поведінка якої описується однією з трьох найбільш поширених реологічних моделей: степенева рідина, Бінгамівська рідина і рідина Гершелля-Балклі [1, 4, 8]. Залежності ефективної в'язкості для цих трьох моделей реології робочого середовища мають вигляд:

$$\eta(\dot{\gamma}) = k_v \dot{\gamma}^{n-1} \text{ – модель степеневої рідини;}$$

$$\eta(\dot{\gamma}) = \frac{k_v \dot{\gamma} + \tau_0}{\dot{\gamma}} \text{ – модель Бінгамівської рідини;}$$

$$\eta(\dot{\gamma}) = \frac{k_v \dot{\gamma}^n + \tau_0}{\dot{\gamma}} \text{ – модель рідини Гершелля-Балклі.}$$

Дослідження показали [7, 10], що модель Бінгамівської рідини не в повній мірі описує реологічні властивості ВНЕ при низьких швидкостях зсуву, перш за все тому, що не передбачає існування характерної для ВНЕ границі текучості. Для врахування напруги, необхідного для ініціації руху рідини (границі текучості) рекомендується використовувати модифікований [11] степеневий закон або модель Гершелля-Балклі.

У роботах [9, 11] представлені результати чисельних досліджень турбулентних течій неньютонівських моделей рідини в круглій циліндричній трубі, в кільцевих зазорах з ексцентризитетом, в прямокутних кавернах.

Завдяки можливостям сучасної програмної продукції *OpenFOAM* встановлювати опції для різних моделей ньютонівської і неньютонівської рідини, в даній роботі пропонується провести дослідні розрахунки гідродинаміки неньютонівської рідини в каналах проточної частини ступені насосу ЕВН.

Постановка задачі. Провести дослідження стаціонарного руху в'язкої неньютонівської рідини в робочих каналах насосу ЕВН-80 шляхом чисельного моделювання в пакеті *OpenFOAM* [12]. Оцінити вплив моделі неньютонівської рідини на гідродинаміку в ступені ЕВН, провести порівняльний аналіз основних характеристик ЕВН, отриманих класичними формулами перерахунку і за допомогою чисельного моделювання неньютонівської водоннафтової емульсії (при обводненні нафти 50-70 %). У загальнити експериментальні дані для визначення залежності ефективної в'язкості ВНЕ μ_{ef} від об'ємної частки води в емульсії – B та точці інверсії – B_{inv} .

Математична модель гідродинаміки в'язкої неньютонівської рідини. Основне допущення ММ – реологія робочого середовища описується узагальненою ньютонівською моделлю, в якій середовище розглядається як нелінійна в'язка рідина з введенням ефективної в'язкості, що залежить від швидкості деформації середовища.

Для узагальненої ньютонівської моделі тензор в'язких напружень τ визначається наступним чином:

$$\tau = 2\mu_{\text{ef}} S, \quad (4)$$

де $\mu_{\text{еф}}$ – ефективна в'язкість; S – тензор швидкостей деформації.

Апроксимуючий гладкий вираз для ефективної в'язкості на випадок течії рідини Гершеля-Балклі вводиться як [9]:

$$\mu_{\text{еф}} = \frac{\left[k_v \dot{\gamma}^n + \tau_0 \left(1 - \exp \left(- \frac{m \dot{\gamma}}{\dot{\Gamma}} \right) \right) \right]}{\dot{\gamma}}. \quad (5)$$

де m – експонентний множник (приймають від 500 до 1000), $\dot{\Gamma}$ – характерна швидкість зсуву.

Для ступені ЕВН значення характерної швидкості зсуву $\dot{\Gamma}$ обчислюється за формулою:

$$\dot{\Gamma} = \frac{\sqrt{V_{m2}^2 + U_2^2}}{D_r} \quad \text{або} \quad \dot{\Gamma} = \frac{8U_2}{D_2}, \quad (7)$$

де D_r – гідралічний діаметр межлопатевого каналу; D_2 – вихідний діаметр робочого колеса; V_{m2} , U_2 – меридіональна та окружна швидкості на виході з робочого колеса.

Основні рівняння ММ стационарного руху узагальненої ньютонівської рідини не відрізняються від класичної моделі ньютонівської рідини. Для опису розвинених турбулентних течій використовується підхід осереднення по Рейнольдсу вихідних рівнянь гідродинаміки. Для неньютонівської рідини осереднення рівняння нерозривності та імпульсу дає рівняння Рейнольдса з урахуванням пульсаций в'язкості [9]:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot U &= 0, \\ \rho U \cdot \nabla U &= -\nabla p + \nabla \cdot (2\mu S) + F + \\ &+ \nabla \cdot \left(-\rho \langle u' u' \rangle \right) + \nabla \cdot \left(\langle 2\mu' S' \rangle \right). \end{aligned} \quad (8)$$

де ρ – густина рідини; U – вектор швидкості; p – тиск; F – виражає дію відцентрових і корілісових сил.

Замикання системи рівняння (8) описано в роботі [9] і засноване на двопараметричній $k-\epsilon$ моделі турбулентності, узагальненої на випадок неньютонівського середовища з ефективною в'язкістю:

$$\begin{aligned} \rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + P_k - \rho \epsilon - 2 \left\langle \mu' S'_{ij} \right\rangle S_{ij}, \\ \rho U_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k - \\ &- C_2 \rho P_k + \left\langle u'_k \frac{\partial \hat{\mu}}{\partial x_k} \left(2S'_{ij} S'_{ij} \right) \right\rangle, \end{aligned} \quad (9)$$

де $P_k = \tau \cdot \nabla U$ – генерація турбулентності.

У турбулентних течіях молекулярна в'язкість неньютонівського середовища залежить від флуктууючої швидкості зсуву (основна відмінність від ньютонівських рідин). При описі турбулентної течії необхідно оперувати з осередненою величиною

ефективної молекулярної в'язкості, яка є функцією турбулентних характеристик потоку.

Верифікація математичної моделі неньютонівської рідини в циліндричній трубі. Проведено рішення тестового завдання течії неньютоновської рідини в циліндричній трубі ($L=2000$ мм, $D=25,4$ мм) за допомогою пакету *OpenFOAM*. Прийнята модель неньютонівської рідини – модель Гершеля-Балклі за формулою 1, де τ_0 – межа текучості при швидкості зсуву, що дорівнює 0; k – міра консистенції рідини, $K=2,596$ Па·с; n – показник, що характеризує степінь відхилення неньютонівської рідини від ньютонівської, $n = 0,415$.

На рис. 5 представлена епюра швидкості для ньютонівської і неньютоновської рідини.

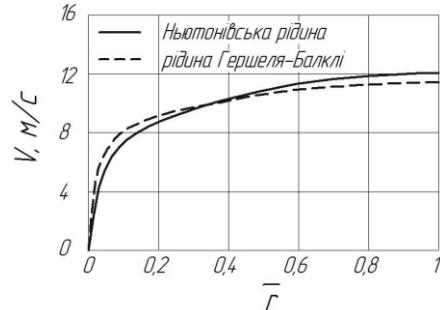


Рис. 5 – Епюра швидкості для двох моделей рідини в циліндричній трубі

Згідно [7, 8] втрати тиску по довжині труби для неньютонівської рідини визначаються за виразом:

$$\Delta P = 4c_f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho V^2}{2},$$

де c_f – коефіцієнт опору тертя.

Для неньютонівської рідини застосовують узагальнене число Рейнольдса Re^* [7, 8]:

$$Re^* = \frac{D^n V^{2-n}}{\frac{k}{8} \left(\frac{6n+2}{n} \right)} \cdot \rho.$$

Розрахунки коефіцієнта опору тертя c_f проведенні в прямій циліндричній трубі для трьох режимів. Результати розрахунку в пакеті *OpenFOAM* і експериментальні дані [7, 8] представлені на рис. 6.

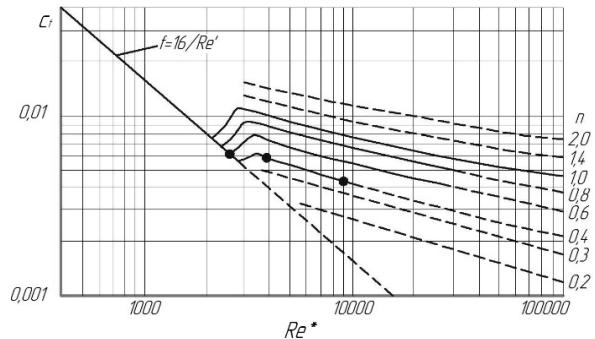


Рис. 6 – Зіставлення чисельних і експериментальних значень коефіцієнта опору в трубі

Результати розрахунку математичної моделі неньютонівської рідини для ступені насоса типу ЕВН. Були проведені розрахунки тривимірної течії в'язкої неньютонівської рідини (модель Гершеля-Балклі) в ступені насосу ЕВНД5-80. На рис. 7

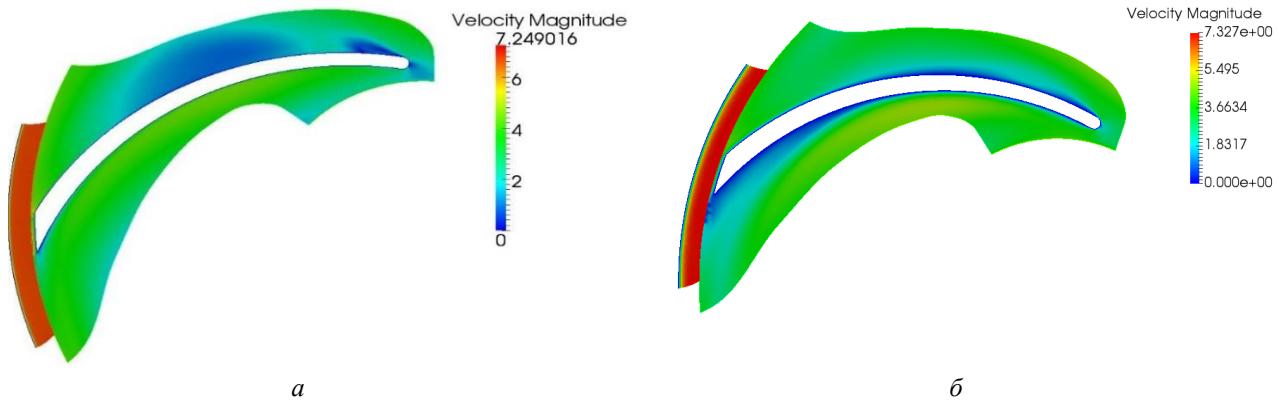


Рис. 7 – Розподіл відносної швидкості в каналі РК для ньютонівської (а) та неньютонівської (б) рідини

На рис. 8 і рис. 9 представлена розрахункові характеристики ступені ЕВН для моделі неньютонівської рідини з ефективною в'язкістю 20 і 50 мПа·с і їх порівняння з експериментальними даними [13]. Аналіз результатів показує незначну зміну напору для в'язкості 20 мПа·с у всьому діапазоні подач. При збільшенні в'язкості до 50 мПа·с спостерігається зменшення напору на 10-15 % щодо значень напірної характеристики для ньютонівської рідини. Значення ККД ступені збільшується при течії неньютонівської рідини: на 5-7 % при в'язкості 20 мПа·с і на 3-4 % при в'язкості 50 мПа·с у всьому діапазоні подач насоса, що підтверджується візуалізацією потоку (рис. 7, б), що можна пояснити зменшенням зон вихороутворення.

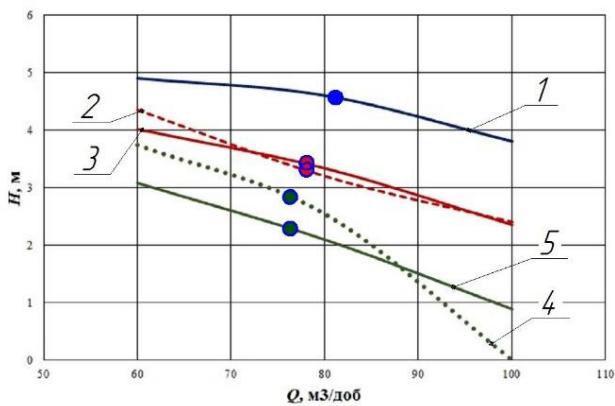


Рис. 8 – Напірні характеристики для ВНЕ і ньютонівської рідини:
1 – ньютонівська рідина $\mu_{\text{eff}} = 1 \text{ мПа}\cdot\text{s}$; 2 – ньютонівська рідина $\mu_{\text{eff}} = 20 \text{ мПа}\cdot\text{s}$; 3 – неньютонівська рідина $\mu_{\text{eff}} = 20 \text{ мПа}\cdot\text{s}$; 4 – ньютонівська рідина $\mu_{\text{eff}} = 50 \text{ мПа}\cdot\text{s}$; 5 – неньютонівська рідина $\mu_{\text{eff}} = 50 \text{ мПа}\cdot\text{s}$

представлена візуалізація розподілу відносної швидкості для ньютонівської і неньютонівської моделей. Візуалізація потоку в РК (рис. 7, б) показує зменшення відривних зон в межлопатевому каналі

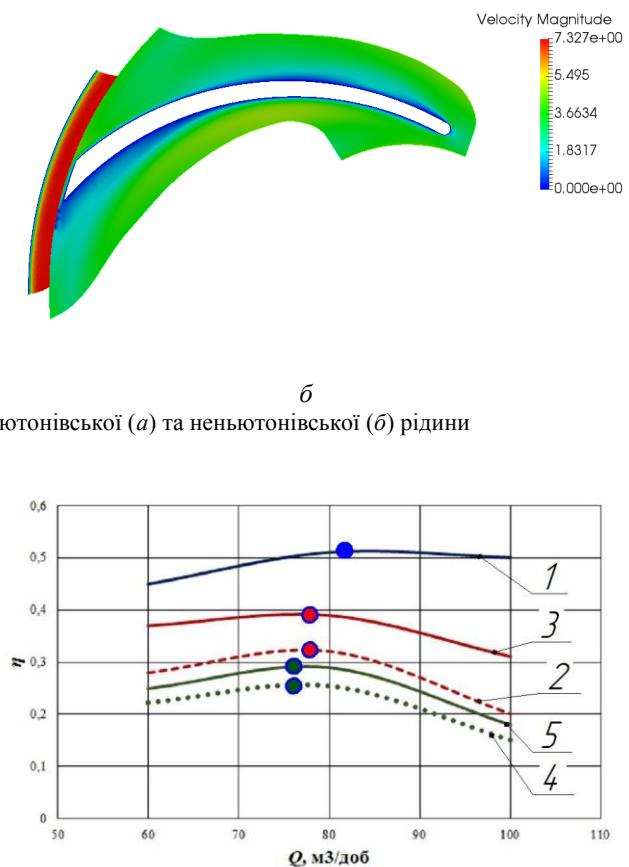


Рис. 9 – Енергетичні характеристики для ВНЕ і ньютонівської рідини:

- 1 – ньютонівська рідина $\mu_{\text{eff}} = 1 \text{ мПа}\cdot\text{s}$; 2 – ньютонівська рідина $\mu_{\text{eff}} = 20 \text{ мПа}\cdot\text{s}$; 3 – неньютонівська рідина $\mu_{\text{eff}} = 20 \text{ мПа}\cdot\text{s}$; 4 – ньютонівська рідина $\mu_{\text{eff}} = 50 \text{ мПа}\cdot\text{s}$; 5 – неньютонівська рідина $\mu_{\text{eff}} = 50 \text{ мПа}\cdot\text{s}$

Узагальнені результати прогнозування характеристик ступеня ЕВН. Для визначення характеристик насосу при його роботі на реальній рідині необхідно отримати коефіцієнти перерахунку його характеристик.

Коефіцієнти перерахунку K_Q , K_H , K_η залежать від числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{\sqrt[3]{Q_b^2 \cdot n}}{\mu_{\text{eff}}} \rho_{\text{cm}} \quad (10)$$

Аналіз чисельних досліджень течії ВНЕ з діапазоном в'язкості $\mu = 5 \div 100 \text{ мПа}\cdot\text{s}$ в ступенях насосів швидкоідності $n_s = 80 \div 125$ дозволяє визначити функціональні залежності коефіцієнтів перерахунку подачі, напору та ККД:

$$K_H = 1 - a_0 \left(\frac{Q/Q_{\text{opt}}}{\text{Re}} \right)^{a_1}; \quad (11)$$

$$K_Q = \begin{cases} b_0 + b_1 \cdot \ln(\text{Re}) + b_2 \cdot (\ln(\text{Re}))^2 & \text{при } \text{Re} \leq 10^5 \\ 1 & \text{при } \text{Re} > 10^5 \end{cases}; \quad (12)$$

$$K_\eta = \begin{cases} c_0 + c_1 \ln(\text{Re}) + c_2 (\ln(\text{Re}))^2 & \text{при } \text{Re} \leq 10^5 \\ 1 & \text{при } \text{Re} > 10^5 \end{cases}. \quad (13)$$

Коефіцієнти для визначення перерахункових залежностей в формулах (11)-(13) представлена в табл. 2 та на рис. 10.

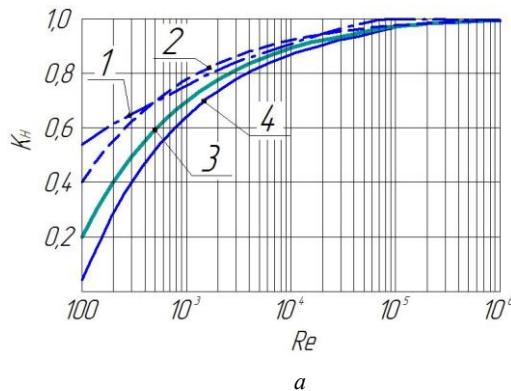


Рис. 10 – Залежності перерахункових коефіцієнтів для напірної (а) та витратної й енергетичної (б) характеристик від функції числа Re з урахуванням режиму відкачування: 1 – ВНЕ (при $Q = Q_{\text{opt}}$); 2 – при $Q = 0,5Q_{\text{opt}}$; 3 – при $Q = Q_{\text{opt}}$; 4 – при $Q = 1,5Q_{\text{opt}}$

$$Q_{\text{BHE}}(Q, v) = Q_b(Q) \cdot K_Q(\text{Re}(Q_{\text{opt}}, v)), \quad (15)$$

$$\eta_{\text{BHE}}(Q, v) = \eta_b(Q) \cdot K_\eta(\text{Re}(Q_{\text{opt}}, v)). \quad (16)$$

Для визначення ефективної в'язкості, що входить у формулу визначення числа Рейнольдса (10) при прогнозуванні напірної та енергетичної характеристик ЕВН, у роботі запропонована узагальнена формула розрахунку ефективної в'язкості $\mu_{\text{eff}} = f(B, B_{\text{inh}})$ від змісту води у нафтової продукції B та враховує зміну точки інверсії B_{inh} (рис. 1).

Узагальнена формула ефективної в'язкості, що залежить від величини характерної швидкості зсуву $\dot{\Gamma}$, в'язкості пластової води μ_b , пластової рідини μ_h , водовмісту B і значення точки інверсії B_{inh} , має вигляд:

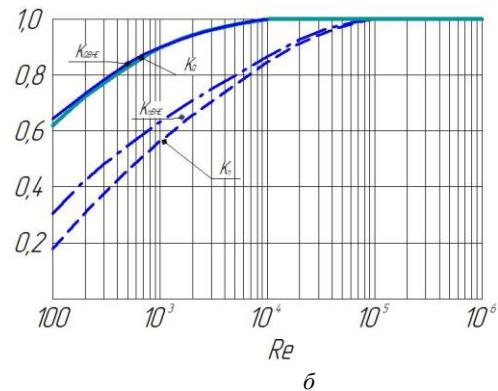
$$\mu_{\text{eff}} = \begin{cases} \mu_b \cdot 10^{K_b \cdot (1-B)} & \text{коли } B > B_{\text{inh}} \\ m^1 & \text{коли } (B \leq B_{\text{inh}}) \text{ та } (B < 0,75) \\ m^{1,7} & \text{коли } (B \leq B_{\text{inh}}) \text{ та } (B \geq 0,75) \end{cases} \quad (17)$$

Таблиця 2 – Коефіцієнти для визначення перерахункових залежностей K_Q , K_H , K_η

a_0	a_1	b_0	b_1	b_2	c_0	c_1	c_2
5,6	0,42	-0,257	0,252	-0,013	-0,898	0,276	$-9,71 \cdot 10^3$

Тому для визначення параметрів напору, подачі та ККД:

$$H_{\text{BHE}}(Q, v) = H_b(Q) \cdot K_H \left(\frac{Q}{Q_{\text{opt}}}, \text{Re}(Q_{\text{opt}}, v) \right), \quad (14)$$



$$\text{де } K_b = \begin{cases} e^{4,2 \cdot B_{\text{inh}}^{2,8}} + 1,6 & \text{при } B_{\text{inh}} > 0,3 \\ e^{2,2 \cdot B_{\text{inh}}^{3,8}} + 0,5 & \text{при } B_{\text{inh}} \leq 0,3 \end{cases},$$

$$m = C^{\frac{1}{B_{\text{inh}}}} \cdot \mu_h \left(\frac{1+2,9B}{1-B} \right), \quad C = \begin{cases} A, & \text{при } A > 1 \\ 1, & \text{при } A \leq 1 \end{cases},$$

$$A = \frac{(1+20 \cdot B^2)}{\dot{\Gamma}^{0,3B}}.$$

Для ступені заглибного відцентрового насоса значення характеристичної швидкості зсуву $\dot{\Gamma}$ обчислюється за формулою (7).

В'язкість води при даній температурі визначаємо за формулою [14]:

$$\mu_b = \frac{0,0014 + 38 \cdot 10^{-7} (\rho_{b0} - 1000)}{10^{0,0065(T-273)}} \quad (18)$$

На рис. 11 представлена узагальнена залежність $\mu_{\text{eff}} = f(B, B_{\text{inh}})$, розрахована за формулою 17 (криві 1, 2, 3, 4) і експериментальні дані (криві 2, 5)

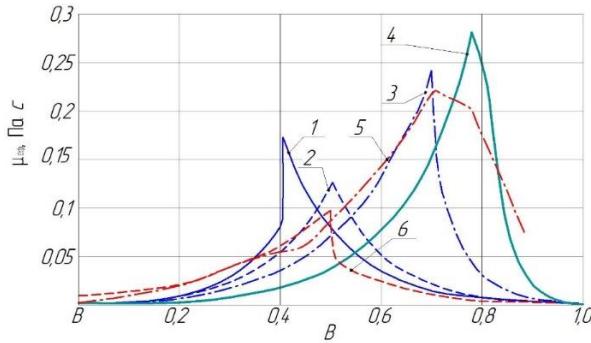


Рис. 11 – Залежність ефективної в'язкості від водовмісту і точки інверсії: розрахункові: 1 – $B_{inv}=0,4$; 2 – $B_{inv}=0,5$; 3 – $B_{inv}=0,7$; 4 – $B_{inv}=0,8$; експериментальні: 5 – $B_{inv}=0,7$; 6 – $B_{inv}=0,5$ [14]

Висновки. Досліджено вплив реологічних властивостей неньютонівських рідин на характеристики відцентрового насоса. Наведено математичну модель турбулентної тривимірної течії неньютонівської рідини. Для розрахунків обрано модель неньютонівської рідини Гершеля-Балклі, що найбільш точно описує поведінку рідин даного типу. Вдосконалено залежності для перерахунку характеристик насосу при його роботі на реальній рідині.

Список літератури

- Гумеров К. О. Исследование физических свойств водонефтяных дисперсных систем в процессе их движения через погруженные центробежные насосы / К. О. Гумеров, Ю. В. Зейгман, О. А. Гумеров // Нефтегазовое дело. – Уфа : УГНТУ, 2013. – Т. 11, № 4. – С. 73–76.
- Дунюшкин И. И. Расчеты физико-химических свойств пластовой и промысловой нефти и воды: Учебное пособие для вузов / И. И. Дунюшкин, И. Т. Мищенко, Е. И. Елисеева. – М. : РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2004. – 448 с.
- Каплан Л. С. Особенности эксплуатации обводненных скважин погружными центробежными насосами / Л. С. Каплан. – М. : ВНИИЭНГ, 1980. – 36 с.
- Лосев А. П. Установление структурных и реологических характеристик промысловых водонефтяных эмульсий : автореф. дис. канд. техн. наук : 25.00.17 / А. П. Лосев. – М. : Лосев А. П. Установление структурных и реологических характеристик промысловых, 2011. – 24 с.
- Мищенко И. Т. Скважинная добыча нефти. / И. Т. Мищенко – М. : Нефть и газ, 2007. – 826 с.
- Уразаков К. Р. Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводненных скважин / К. Р. Уразаков, Е. И. Богомольный, Ж. С. Сейтагамбетов. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. – 303 с.
- Уилкинсон У. Л. Неньютоновские жидкости / У. Л. Уилкинсон – М. : МИР, 1964. – 216 с.
- Яхно О. М. Гидромеханика в инженерной практике / О. М. Яхно, А. А. Каминер. – К. : Техника, 1987. – 175 с.
- Гавrilov A. A. Вычислительные алгоритмы и комплекс программ для численного моделирования течений неньютоновских жидкостей в кольцевом канале : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.13.18 / A. A. Гаврилов. – Новосибирск : ФГБУНИТ, 2014. – 19 с.
- Фронштетер Г. Б. Течение и теплообмен неньютоновских жидкостей в трубах / Г. Б. Фронштетер, С. Ю. Данилевич, Н. В. Родионова. – К. : Наукова думка, 1990. – 215 с.
- Рябинин М. В. Методика определения потерь на трение в гидравлически гладкой круглой трубе для псевдопластических жидкостей / М. В. Рябинин, К. А. Труханов // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 1.
- Shudryk A. L. Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid / A. L. Shudryk // Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 90–93.
- Антоненко С. С. Зміна напірної та енергетичної характеристик високообертового динамічного насоса під впливом в'язкості середовища, що перекачується: автореф. дис. канд. техн. наук : 05.05.17 / С. С. Антоненко. Суми : СумДУ, 2004. – 20 с.
- Ляпков П. Д. Подбор установки погружного центробежного насоса к скважине. Учебное пособие / П. Д. Ляпков – М. : МИНГ, 1987. – 71 с.

References (transliterated)

- Gumerov, K. O., Yu. V. Zeygman, and O. A. Gumerov "Issledovanie fizicheskikh svoystv vodoneftyanyih dispersnyih sistem v protsesse ih dvizheniya cherez pogruzhyie tsentrobezchnyie nasosyi." Neftegazovoe delo 11.4 (2013): 73–76. Print.
- Dunyushkin, I. I., I. T. Mischenko, and E. I. Eliseeva Raschety fiziko-himicheskikh svoystv plastovoy i promyislovoy nefti i vody: Uchebnoe posobie dlya vuzov. Moscow: RGU nefti i gaza im. I. M. Gubkina, 2004. Print.
- Kaplan, L. S. Osobennosti ekspluatatsii obvodnennyih skvazhin pogruzhyimi tsentrobezchnyimi nasosami. Moscow: VNIIIOENG, 1980. Print.
- Losev, A. P. Ustanovlenie strukturnyih i reologicheskikh harakteristik promyislovih vodoneftyanyih emulsify. Avtoref. dys. kand. tehn. nauk. Moscow, 2011. Print.
- Mischenko, I. T. Skvazhinnaya dobyicha nefti. Moscow : Neft i gaz, 2007. Print.
- Urazakov, K. R., E. I. Bogomolnyiy, and Zh. S. Seyttagambetov. Nasosnaya dobyicha vyisokovyzkoy nefti iz naklonnyih i obvodnennyih skvazhin. Moscow: OOO «Nedra-Biznessentr», 2003. Print.
- Uilkinson, U. L. Nenyutonovskie zhidkosti. Moscow: MIR, 1964. Print.
- Yahno, O. M. and A. A. Kaminer Gidromehanika v inzhenernoy praktike. Kyiv: Tehnika, 1987. Print.
- Gavrilov, A. A. Vyichislitelnye algoritmy i kompleks programm dlya chislennogo modelirovaniya tcheniy nenyutonovskikh zhidkostey v koltsevom kanale. Avtoref. dys. kand. tehn. nauk. Novosibirsk : FGBUNIT, 2014. Print.
- Fronshelter, G. B., S. Yu. Danilevich, and N. V. Rodionova Tchenie i teploobmen nenyutonovskikh zhidkostey v trubah. Kyiv: Naukova dumka, 1990. Print.
- Ryabinin, M. V., and K. A. Truhanov "Metodika opredeleniya poter na trenie v gidravlicheski gladkoy krugloy trube dlya pseudoplasticheskikh zhidkostey." Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya 1 (2015): Print.
- Shudryk, A. L. "Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid." Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydraulic units. No. 20 (1192). Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. 90–93. Print.
- Antonenko, S. S. Zmina napirnoyi ta energetichnoyi karakteristik visokoobertovogo dinamichnogo nasosa pid vplivom v'yazkosti seredovischa, scho perekachuetsya. Avtoref. dys kand. tehn. nauk. Sumi : SumDU, 2004. Print.
- Lyapkov, P. D. Podbor ustannovki pogruzhnogo tsentrobezchnogo nasosa k skvazhine. Uchebnoe posobie. Moscow: MING, 1987. Print.

Надійшла (received) 25.04.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Врахування реологічних властивостей водонафтової емульсії на робочі характеристики відцентрового насоса / Н. Г. Шевченко, О. Л. Шудрік, О. С. Коваль, О. В. Дорошенко // Вісник НТУ

«ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 58–65. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

Учет реологических свойств водонефтяной эмульсии на производительность центробежных насосов / Н. Г. Шевченко, А. Л. Шудрик, Е. С. Коваль, А. В. Дорошенко / Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 58–65. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Accounting rheology water-oil emulsion to performance of centrifugal pumps / N. G. Shevchenko, O. L. Shudryk, O. S. Koval, O. V. Doroshenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – NO. 17 (1293). – P. 58–65. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шевченко Наталія Григорівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гіdraulічні машини»; тел.: (095) 425-18-33; e-mail: shevng@ukr.net.

Шевченко Наталья Григорьевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (095) 425-18-33; e-mail: shevng@ukr.net.

Shevchenko Nataliya Grygorivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (095) 425-18-33; e-mail: shevng@ukr.net.

Шудрик Олександр Леонідович – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гіdraulічні машини»; тел.: (099) 37-07-660; e-mail: shudral88@gmail.com.

Шудрик Александр Леонидович – аспирант, «Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (099) 37-07-660; e-mail: shudral88@gmail.com.

Shudryk Oleksandr Leonidovych – postgraduate, National technical university "Kharkiv Polytechnic Institute", assistant at the Department "Hydraulic machines"; tel.: (099) 37-07-660; e-mail: shudral88@gmail.com.

Коваль Олена Сергіївна – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», інженер кафедри «Гіdraulічні машини»; тел.: (066) 843-15-69; e-mail: elenakoval86@ukr.net.

Коваль Елена Сергеевна – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», инженер кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (066) 843-15-69; e-mail: elenakoval86@ukr.net.

Koval Olena Serhiyivna – postgraduate, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", engineer of the Department "Hydraulic machines"; tel: (066) 843-15-69; e-mail: elenakoval86@ukr.net.

Дорошенко Олександр Владиславович – студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (098) 223-05-11; e-mail: doroshenkoav478@gmail.com.

Дорошенко Александр Владиславович – студент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; тел.: (098) 223-05-11; e-mail: doroshenkoav478@gmail.com.

Doroshenko Aleksandr Vladislavovich – student, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; tel: (098) 223-05-11; e-mail: doroshenkoav478@gmail.com.

A. Ю. ЛЕБЕДЕВ, П. М. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРІЄНКО

ВИЗНАЧЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ ТОРЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ЛАБІРИНТНО-ГВИНОВОГО НАСОСА ПРИ ГАРМОНІЧНИХ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАННЯХ КОРПУСА

Розглянуто вимушені коливання і герметичність ущільнення лабірінтно-гвинтового насоса в лінійній постановці задачі при дії подовжніх і поперечних вібраційних навантаженнях. Отримані співвідношення для визначення межі віброгерметичності цього ущільнення, а саме залежність мінімального вібронавантаження, при якому відбувається порушення герметичності ущільнення, від частоти вібрації. Встановлено вплив амплітуди і частоти вібрацій корпусу лабірінтно-гвинтового насоса на стійкість його торцевого ущільнення. Отримані результати можуть бути використані для встановлення герметичності торцевих ущільнень інших гідрравліческих пристрій.

Ключові слова: торцеве ущільнення, лабірінтно-гвинтовий насос, вібраційні навантаження, герметичність, жорсткість пружини.

Рассмотрены вынужденные колебания и герметичность уплотнения лабиринтно-винтового насоса в линейной постановке задачи при действии продольных и поперечных вибрационных нагрузок. Получены соотношения для определения предела виброгерметичности этого уплотнения, а именно зависимость минимального вибонагружения, при котором происходит нарушение герметичности уплотнения, от частоты вибрации. Установлено влияние амплитуды и частоты вибраций корпуса лабиринтно-винтового насоса на устойчивость его торцевого уплотнения. Полученные результаты могут быть использованы для установления герметичности торцевых уплотнений других гидравлических устройств.

Ключевые слова: торцевое уплотнение, лабиринтно-винтовой насос, вибрационные нагрузки, герметичность, жесткость пружины.

The forced oscillations and tightness of the sealing of the labyrinth-screw pump are considered in the linear formulation of the problem under the action of longitudinal and transverse vibrational loads. The relationships obtained are used to determine the vibration tightness limit of this seal, namely the dependence of the minimum vibration load, at which seal failure occurs, on the frequency of vibration. The influence of amplitude and frequency of vibrations of the labyrinth-screw pump body on the stability of its torzeve seal is established. The results obtained can be used to determine the tightness of the torzeve seals of other hydraulic devices.

Keywords: torzeve seal, labyrinth-screw pump, vibration loads, tightness, spring stiffness.

Вступ. Сучасний рівень і подальший розвиток техніки нерозривно пов'язані з інтенсифікацією роботи гідрравліческих систем та агрегатів, підвищеннем їх робочих характеристик, енергозбереженням. Лабірінтно-гвинтові насоси (ЛГН) знайшли широке застосування в гідрравліческих системах для перекачування неоднорідних та агресивних середовищ, газорідинних емульсій. Вони дозволяють отримувати великі напори при малих подачах, працювати на агресивних рідинах з малою в'язкістю, що особливо вигідно порівняно з відцентровими насосами. Крім того, такі насоси значно простіші у виготовленні ніж вихрові та завдяки відсутності механічного тертя деталей більш надійні. Значною мірою технічний рівень ЛГН визначається його торцевими ущільненнями які працюють в несприятливих умовах оточуючого середовища та повинні забезпечити їх стійку роботу при вимушених коливаннях корпуса насоса.

Аналіз літературних джерел. Питанням проектування торцевих ущільнень присвячено достатня кількість наукових робіт. Так у роботі [1] наведено схеми торцевих ущільнень, описано особливості їх роботи. У роботі [2] наведена класифікація ущільнень для з'єднань пристрій з обертовим рухом. Приведені залежності для визначення їх геометричних розмірів. Розглянуто тертя в них. Найбільш повно торцеві ущільнення розглянуто у довіднику [3] та роботі [4] де крім класифікації та конструкцій торцевих ущільнень докладно розглянуто фізичні процеси, що відбуваються в них, вплив конструктивних та режимних параметрів на їх характеристики. Визначено контактний тиск в ущільненні, витоки в

ньому. Наведено основи теорії розрахунку контактних ущільнень. А саме: визначено силові і гідродинамічні характеристики пари тертя; розглянуті сили тертя та теплоти яка виділяється в парі тертя; проведено оцінювання взаємодії елементів конструкції ущільнення, силових, температурних деформацій та нерівномірність розподілення температури в парі тертя, встановлення надійності. Однак в цих роботах не розглядаються торцеві ущільнення при дії гармонічних вимушених коливань. В роботі [5] наведено аналіз впливу шпарових (лабірінтических) ущільнень на вібраційні характеристики взаємозв'язаних радіально-кутових та радіально-осьових коливань динамічної системи ротор-ущільнення-зрівноважувальний пристрій відцентрової машини. Запропоновані методи статичного та динамічного розрахунків, принципи конструювання і конструкції вібростійких ущільнень і систем автоматичного зрівноважування осьових сил. Однак в цій роботі не розглядаються торцеві ущільнення. В проаналізованих нами літературних джерелах не виявлено робіт в яких розглядається робота торцевих ущільнень при дії гармонічних вимушених коливань. Таким чином можна констатувати важливу науково-практичну задачу визначення межі віброгерметичності торцевого ущільнення, вплив амплітуди і частоти вібрацій на його стійкість.

Герметичність торцевого ущільнення ЛГН при гармонічних вимушених коливаннях корпуса. Розглядалися явища, які виникають в торцевому ущільненні в процесі його роботи в ЛГН у свердловині, а також у процесі його випробування на вібростійкість при стаціонарних і нестаціонарних коливаннях. Наявність в торцевому ущільненні

пружних елементів (пружин, сильфонів) призводить до того, що при вимушених коливаннях валу, обумовлених нерівномірністю обертання ротора електродвигуна і нестационарними гідродинамічними процесами, що відбуваються при обтіканні його робочою рідинною (РР), можливо значне коливання складових його частин (ущільнюючих кілець, пружин, опірних кілець тощо), особливо на частотах, близьких до власних частот пружно-рухомої системи. Таким чином, за певних умов може відбутися відрив одного від іншого ущільнюючих кілець, і як наслідок, його розгерметизація.

Приймали, що в розглянутому діапазоні характеристики рухомих елементів ущільнення лінійні, використовували принцип суперпозиції, тобто вважали, що вал нерухомий, а коливається корпус. Розрахункову схему торцевого ущільнення ЛГН представляли у вигляді системи яка складається з рухомого ущільнюючого кільця 2, що має можливість переміщуватись вздовж вала 5 і знаходиться між двома пружинами: механічною 1, з жорсткістю c_{np} , та рідинною, утвореною шаром рідини, що знаходиться між двома ущільнюючими кільцями рухомим 2 і нерухомим 6, з жорсткістю $c_{\text{p np}}$, рис. 1.

При розрахунках приймали, що: кутовий перекіс поверхонь ущільнювачів малий; кутові переміщення кілець ущільнювачів не впливають на його осьові переміщення; торцеве биття обертового кільця ущільнювача відсутнє; корпус насоса здійснює осьові вимушенні коливання, які передаються на кільце ущільнювача жорстко зв'язаного з ним.

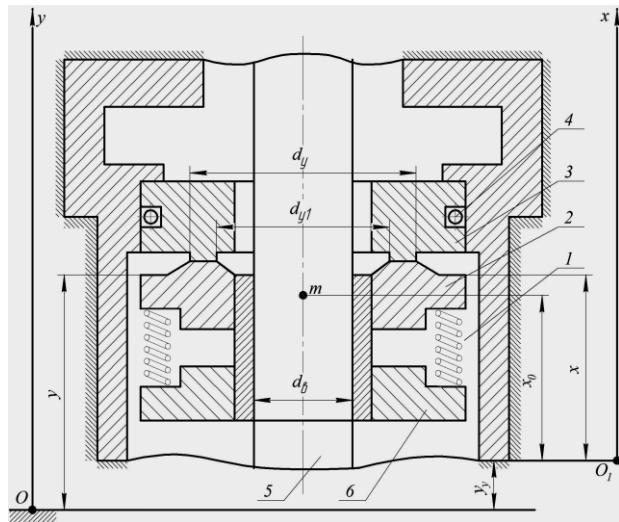


Рис. 1 – Розрахункова схема торцевого ущільнення:
1 – механічна пружина; 2 – рухоме кільце; 3 – ущільнювач;
4 – кільце ущільнювача; 5 – вал; 6 – нерухоме кільце

Вважали, що корпус ЛГН здійснює періодичні коливання за законом

$$y_{\text{кор}}(t) = a_{\text{кор}} \cos(\omega_{\text{кор}} t), \quad (1)$$

де $a_{\text{кор}}$ і $\omega_{\text{кор}}$ – відповідно амплітуда і частота коливання корпуса.

Обирали нерухому систему координат оху і рухому систему, зв'язану з корпусом пристрою, O_1x , як це показано на рис. 1. Тоді

$$y(t) = x(t) + y_{\text{кор}}(t), \quad (2)$$

де $y(t)$ – координата ущільнюючого кільця в нерухомій системі координат;

$x(t)$ – координата ущільнюючого кільця відносно корпуса.

Рівняння руху ущільнюючого кільця для цього випадку має вигляд:

$$\ddot{m}y(t) = (c_{\text{np}} + c_{\text{p np}})[x(t) - x_0] + F_{\text{д}}(t) + F_{\Delta p}(t), \quad (3)$$

де m – маса рухомого кільця з приведеної до нього маси всіх рухомих елементів;

$F_{\text{д}}(t)$ і $F_{\Delta p}(t)$ – відповідно сила гідродинамічного опору, викликана переміщенням (обтіканням) рухомого ущільнюючого кільця РР та сила, що діє на це кільце, обумовлена перепадом тиску.

Сила гідродинамічного опору може бути розрахована за відомою залежністю

$$F_{\text{д}}(t) = C_{\text{д}} A_0 \rho \frac{v^2}{2}, \quad (4)$$

де $C_{\text{д}}$ – коефіцієнт опору тиску, лобового опору, який залежить від форми тіла, що обтікається і числа Рейнольдса, для пластини круглої форми, $C_{\text{д}} = 1,11$;

A_0 – площа мідієвого перерізу, тобто площа проекції тіла А на площину нормалі вектора швидкості v_0 .

Позначали $\Delta x(t) = x(t) - x_0$ і використовували принцип суперпозиції, тоді рівняння (4) прийме вид

$$F_{\text{д}}(t) = C_{\text{д}} \Delta x(t), \quad (5)$$

$$\text{де } C_{\text{д}} = C_{\text{д}} A_0 \rho \frac{\Delta x(t)}{2}. \quad (6)$$

Сила, що діє на рухоме кільце, обумовлена перепадом тиску, враховується в рівнянні (3) фіктивною масою m_{Φ}

$$F_{\Delta p} = A_k p_{\text{вс}} = m_{\Phi} g,$$

$$\text{та } m_{\Phi} = \frac{A_k p_{\text{вс}}}{g} \quad (7)$$

де A_k і $p_{\text{вс}}(t)$ – відповідно ефективна площа ущільнюючого кільця 2 і зміна тиску в камері ЛГН, в якій встановлено торцеве ущільнення.

Маса рухомого ущільнюючого кільця 2 дорівнює приведений масі всіх рухомих елементів торцевого ущільнення і, у загальному випадку, розраховується за залежністю

$$m = m_{\text{yк}} + \frac{1}{3} m_{\text{np}} + m_{\text{pp}}, \quad (8)$$

де m_{yk} і m_{np} – відповідно маси ущільнюючого кільця і пружини;

m_{pp} – приведена до ущільнюючого кільця маса РР, що знаходиться в камері, в якій встановлено ущільнююче кільце, розрахована з умовою рівності кінетичної енергії [6]

$$m_{pp} = \frac{\rho l_k q_h^2}{A_k \Delta \dot{x}(t)^2}, \quad (9)$$

де l_k – довжина камери в якій встановлено торцеве ущільнення.

Сумарна маса рухомого кільця

$$m_{\Sigma} = m + m_{\phi}. \quad (10)$$

За результатами попередніх розрахунків приведеної до ущільнюючого кільця маси РР m_{pp} , встановлено, що нею можна знехтувати, причому похибка не перевищить 1 %.

Жорсткість механічної пружини розраховується за залежністю [7]

$$c_{np} = \frac{G_{np} d_{np}^4 h_{np}}{8 D_{np}^3 n_{np}}, \quad (11)$$

де G_{np} – модуль зсуву металу, з якого виготовлена пружина;

d_{np} і D_{np} – відповідно діаметр дроту та середній діаметр вітка пружини;

h_{np} – висота стиснутої пружини;

n_{np} – кількість робочих витків пружини.

Формула (11) справедлива при $n_{np} \geq 2 \dots 3$ [7], що для торцевого ущільнення виконується. У разі використання в конструкції ущільнення як пружного елементу пружини і сильфона, жорсткість c_{np} визначається як їх сумарна жорсткість.

Жорсткість рідинної пружини визначається за залежністю [8]

$$c_{p,np} = \frac{A_k E(p)}{l_0}, \quad (12)$$

де A_k – площа контакту ущільнюючих кілець 2 і 6;

l_0 – максимальна висота шару РР між ущільнюючими кільцями 2 та 6.

У торцевих ущільненнях пари тертя в статиці являють собою дві шорсткі поверхні (зазвичай $Ra = 0,08 \dots 0,16$ мкм), контактують виступами мікронерівностей. Інший простір, утворений западинами мікронерівностей, заповнений робочим середовищем [3]. За даними наведеними в роботі [3] зазори в працюючих торцевих ущільненнях різні і для звичайних для пар тертя складають 0,5 ... 2 мкм. Таким чином, максимальна висота шару рідини між ущільнюючими кільцями 2 та 6 – l_0 знаходиться в цьому проміжку.

Для знаходження модуля пружності РР в функції від тиску $E(p)$, необхідно знайти контактний тиск який розраховували за залежністю [3]

$$p_k = \frac{F_{np} - F_{tp} + \pi p_0 (d_{y1}^2 + d_y d_{y1} + d_y^2 - 3d_b^2)/12}{\pi(d_y^2 - d_{y1}^2)/4}, \quad (13)$$

де F_{np} – сила пружини;

F_{tp} – сила тертя ущільнюючого кільця 2;

p_0 – тиск РР в проточній частині ЛГН, де встановлене торцеве ущільнення;

d_b , d_y , d_{y1} – діаметри валу і контактної поверхні (див. рис. 1).

Сила пружини

$$F_{np} = c_{np} x_{np0}, \quad (14)$$

де x_{np0} – попереднє стискання пружини.

Силу тертя розраховували згідно залежності [9]

$$\begin{aligned} F_{tp}(t) &= F_{tpn} && \text{при } \dot{x} = 0, \\ F_{tp}(t) &= F_{tpv}(t) \operatorname{sign} \dot{x} && \text{при } \dot{x} \neq 0 \end{aligned} \quad (15)$$

де F_{tpn} і $F_{tpv}(t)$ – відповідно сила тертя при знаходженні рухомого елемента в стані спокою та при його русі; x і \dot{x} – відповідно переміщення і швидкість переміщення ущільнюючого кільця 2;

t – час;

$\operatorname{sign} \dot{x}$ – функція Кронекера від \dot{x}

$$\operatorname{sign} \dot{x} = \begin{cases} 0 & \text{при } \dot{x} = 0 \\ 1 & \text{при } \dot{x} \neq 0 \end{cases}.$$

Модуль пружності рідини залежно від тиску визначається за формулою з роботи [10]. Вводили наступні позначення:

$$c = c_{p,np} + c_{np}; \quad \Delta x(t) = x(t) - x_0; \quad a = a_{kop} \omega_{kop}^2.$$

З урахуванням яких рівняння (1) та рівняння руху ущільнюючого кільця (3) можна записати у вигляді:

$$\Delta \ddot{x}(t) + 2\beta \Delta \dot{x}(t) + \omega_0^2 \Delta x(t) = a \cos(\omega_{kop} t), \quad (17)$$

де $a = a_{kop} \omega_{kop}^2$ – вимушене перевантаження, що діє на корпус ЛГН;

$\beta = k_{tp}/2m$ – коефіцієнт демпфірування;

$\omega_0 = \sqrt{c/m}$ – частота, з якою система здійснює вільні коливання при відсутності втрат.

Рівняння (17) збігається з диференціальним рівнянням, що описує малі вимушені коливання системи, рішення якого відповідає усталеним коливанням та має вигляд [11]

$$\Delta x(t) = a_{yk} \cos(\omega_{kop} t - \varphi), \quad (18)$$

$$\text{де } a_{yk} = \frac{a}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega_{kop}^2)^2 + 4\beta^2 \omega_{kop}^2}}; \quad (19)$$

$$\varphi = \arctg \frac{2\omega_{\text{кор}}\beta}{\omega_0^2 - \omega_{\text{кор}}^2}. \quad (20)$$

З рівнянь (18)–(20) витікає, що вимушені малі коливання є гармонійними коливаннями з частотою $\omega_{\text{кор}}$. Амплітуда коливань a_{y_k} пропорційна амплітуді $a_{\text{кор}}$ і є функцією частоти $a_{y_k} = a_{y_k}(\omega_{\text{кор}})$. Вимушені коливання торцевого ущільнення відстають по фазі від вимушених коливань корпуса ЛГН на величину φ , яка також є функцією частоти $\omega_{\text{кор}}$, тобто $\varphi = \varphi(\omega_{\text{кор}})$.

При відсутності вібрації рівняння рівноваги сил, що діють на ущільнююче кільце, має вигляд:

$$F_{\text{пп}0} - mg + A_{y_k} p_h - A_{y_p} p_k - c_{p\text{пп}} x_{20} = 0, \quad (21)$$

де $F_{\text{пп}0}$ – сила підтискання пружини;

A_{y_k} – площа ущільнюючого кільця, на яку діє тиск в проточній камері ЛГН;

A_{y_p} – площа ущільнюючої поверхні;

x_{20} – підтискання пари рухливе ущільнююче кільце - нерухоме ущільнююче кільце.

З рівняння (21) знаходили

$$x_{20} = \frac{F_{\text{пп}0} - mg - A_{y_p} p_h + A_{y_k} p_k}{c_{p\text{пп}}}. \quad (22)$$

Величина питомого тиску в ущільнюючій парі ущільнюючий шар – метал ущільнюючого кільця

$$\tilde{p} = \frac{x_{20} c_{\text{пп}}}{A_{y_p}}. \quad (23)$$

Очевидно, що при деякій величині питомого тиску порушується герметичність торцевого ущільнення ЛГН. Необхідна величина питомого тиску, при якій торцеве ущільнення буде герметично, залежить від багатьох параметрів. Проте визначальними параметрами є характеристики ущільнюючого шару (рапід) і металу, з якого виготовлено ущільнююче кільце, ширина ущільнюючого шару, а також рівень тиску в камері ЛГН, де встановлено ущільнення.

З залежності (23), підставляючи в якості питомого тиску його мінімальну величину \tilde{p}_{\min} , знаходили величину підтискання, при якій починаються витоки РР крізь ущільнення

$$x_{n_b} = \tilde{p}_{\min} A_{y_p} / c_{\text{пп}}. \quad (24)$$

Величина

$$x_{\min} = x_{20} - x_{n_b}. \quad (25)$$

характеризує мінімально допустиме зміщення ущільнюючого кільця торцевого ущільнення ЛГН до початку витоків крізь нього. Запас герметичності ущільнення розраховували за залежністю

$$k_{\text{rep}} = \frac{x_{20} - x_{n_b}}{x_{20}}. \quad (26)$$

Тоді

$$x_{\min} = k_{\text{rep}} x_{20}. \quad (27)$$

При періодичних коливаннях корпусу ЛГН ущільнююче кільце торцевого ущільнення коливається з деякою амплітудою зміщення x_3 , яка дорівнює a_{y_k} , яка визначається з (19), $x_3 = a_{y_k}$. Тоді очевидно, що при $x_3 < x_{\min}$ герметизація торцевого ущільнення ЛГН не порушується. При $x_3 > x_{\min}$ відбувається порушення герметичності. Границя початку витоків крізь ущільнення визначається залежністю

$$x_3 = x_{\min}. \quad (28)$$

Вводили перевантаження $p_p = a/g$ і враховуючи залежності (27) та (28) отримали перевантаження від частоти вібрації корпуса ЛГН, при якому почнуться витоки крізь торцеве ущільнення

$$p_p = \frac{k_{\text{rep}} x_{20}}{g} \sqrt{(\omega_0^2 - \omega_{\text{кор}}^2)^2 + 4\beta^2 \omega_{\text{кор}}^2} \quad (29)$$

Мінімальне навантаження, при якому можлива розгерметизація торцевого ущільнення ЛГН визначається наступною залежністю

$$p_{p\min} = \frac{2k_{\text{rep}} x_{20} \beta}{g} \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2} \quad (30)$$

Для торцевого ущільнення ЛГН яке має наступні геометричні розміри: діаметр вала $d_b = 19$ мм, зовнішній діаметр ущільнюючого кільця $d_y = 62$ мм, внутрішній діаметр ущільнюючого кільця $d_{y1} = 52$ мм; вага ущільнюючого кільця $m_{y_k} = 0,15$ кг, кількість робочих витків пружини $n_{\text{пп}} = 3$; будували графічні залежності, рис. 2, 3, які характеризують вплив амплітуди і частоти вібрації корпусу ЛГН на стійкість його торцевого ущільнення.

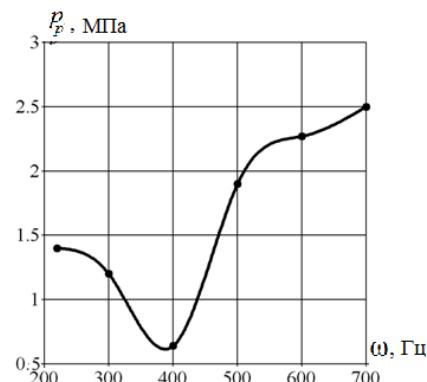


Рис. 2 – Залежність допустимого перевантаження торцевого ущільнення від частоти вібрації корпусу ЛГН

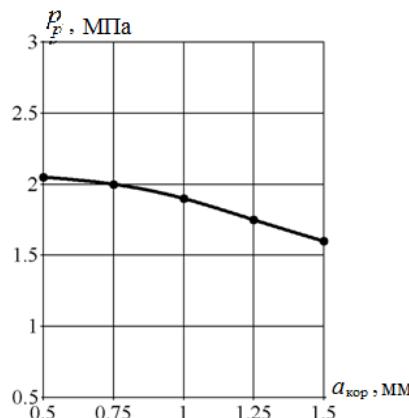


Рис. 3 – Залежність допустимого перевантаження торцевого ущільнення від амплітуди вібрації корпусу ЛГН

За результатами розрахунків встановлено, що для реальних умов роботи ЛГН на тисках 0,2...0,5 МПа торцеве ущільнення має високу надійність зберігаючи герметичність на тиску, що в 2,5 ... 3 рази перевищує максимальний тиск насоса, тобто торцеве ущільнення є високонадійним елементом ЛГН. Проте, для виключення імовірності розгерметизації торцевого ущільнення при роботі ЛГН треба уникати режимів роботи ЛГН, коли частота вібрації його корпуса становить близько 400 Гц (співпадає з власною частотою коливань ущільнення). Слід зазначити, що амплітуда вібрації корпусу ЛГН, яка знаходиться в діапазоні 0,5 ... 1,5 мм, що відповідає реальним умовам роботи, не може бути причиною розгерметизації його торцевого ущільнення.

Висновки. Уперше отримані аналітичні залежності: для визначення запасу герметичності торцевого ущільнення ЛГН, перевантаження від частоти вібрації його корпуса, при якому почнуться витоки крізь нього, та мінімальне навантаження, при якому можлива розгерметизація ущільнення. За результатами розрахунків встановлено, що для реальних умов роботи ЛГН торцеве ущільнення має високу надійність зберігаючи герметичність по тиску, що в 2,5 ... 3 рази перевищує його максимальне значення. Для виключення імовірності розгерметизації торцевого ущільнення треба уникати режимів роботи ЛГН, коли частота коливання його корпусу складає близько 400 Гц. Встановлені параметри герметичності торцевого ущільнення ЛГН при гармонічних вимушених коливаннях. Доведено, що в усіх робочих режимах коливань ЛГН торцеве ущільнення витримує робочий тиск насоса і забезпечує його герметичність. Отримані результати можуть бути використані для встановлення

герметичності торцевих ущільнень інших гідрравлічних пристройів.

Список літератури

- Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учеб. для машиностр. вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов [и др.] – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
- Макаров Г. В. Уплотнительные устройства / Г. В. Макаров. – Л.: Машиностроение, 1973 – 232 с.
- Кондаков Л.А. Уплотнение и уплотнительная техника: справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер [и др.].– М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
- Майер Э. Торцевые уплотнения: пер. с нем. / Э. Майер – М.: Машиностроение, 1978. – 288 с.
- Марцинковский В. А. Динамика роторов центробежных машин : монография / В. А. Марцинковский. – С.: СумГУ , 2012. – 562 с.
- Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
- Хвингия М. В. Вибрация пружин / М. В. Хвингия. – М.: Машиностроение, 1969. – 287 с.
- Хохлов В. А. Электрогидравлический следящий привод / В. А. Хохлов. – М.: Наука, 1964. – 231 с.
- Шамберов В. Н. Фрикционные колебания в гидравлических системах / В. Н. Шамберов // Гидравлика и Пневматика. Информ.-техн. журнал. – 2005. – № 21. – С. 15–17.
- Андренко П. М. Лабиринтно-гвинтові насоси: монографія / П. М. Андренко, А. Ю. Лебедев // Х.: Видавництво ФОП Панов, 2017. – 156 с.
- Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти томах. Т. 3. Колебание машин, конструкций и их элементов. / Под ред. Ф. М. Дименберга и К. С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.

References (transliterated)

- Bashta, T. M., et al. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivodyi : ucheb. dlya mashinostr. vuzov*. Moscow: Mashinostroenie, 1982. Print.
- Makarov, G. V. *Uplotnitelnyie ustroystva*. Leningrad: Mashinostroenie, 1973. Print.
- Kondakov, L. A., et al. *Uplotnenie i uplotnitelnaya tekhnika: spravochnik*. Moscow: Mashinostroenie, 1986. Print.
- Mayer, E. *Tortsevye uplotneniya*: per. s nem. Moscow: Mashinostroenie, 1978. Print.
- Martsinkovskiy, V. A. *Dinamika rotorov tsentroberezhnyih mashin : monografiya*. Sumski: Sumskiy gosudarstvennyiy universitet. 2012. Print.
- Navrotskiy, K. L. *Teoriya i proektirovanie gidro- i pnevmoprivodov: ucheb.* Moscow: Mashinostroenie, 1991. Print.
- Hvingiya, M. V. *Vibratsiya pruzhin*. Moscow: Mashinostroenie, 1969. Print.
- Hohlov, V. A. *Elektrogidravlicheskiy sledyaschiy privod*. Moscow: Nauka, 1964. Print.
- Shamberov, V. N. "Friktsionnye kolebaniya v gidravlicheskikh sistemakh." *Gidravlika i Pnevmatika. Inform.-tehn. zhurnal.* 21. (2005): 15–17. Print.
- Andrenko, P. M. and A. Yu. Lebedev *Labirintno-gvintovi nasosi: monografiya*. Kharkiv: Vidavnitstvo FOP Panov, 2017. Print.
- Vibratsiya v tehnike: Spravochnik. V 6-ti tomah. T. 3. Kolebanie mashin, konstruktsiy i ih elementov. / Pod red. F. M. Dimenberga i K. S. Kolesnikova. – Moscow: Mashinostroenie, 1980. Print.

Надійшла (received) 20.05.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Визначення герметичності торцевого ущільнення лабірінто-гвинтового насоса при гармонічних вимушених коливаннях корпуса / А. Ю. Лебедев, П. М. Андренко, О. В. Дмитренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 66–71. – Бібліogr.: 11 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Определение герметичности торцевого уплотнения лабиринтного-винтового насоса при гармонических вынужденные колебания корпуса/ А. Ю. Лебедев, П. Н. Андренко, О. В. Дмитриенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гіdraulічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 66–71. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Determination of the tightness of the torzeve seal of the labyrinth-screw pump at harmonic forced oscillations of the corps / A. Yu. Lebedev, P. M. Andrenko, O. V. Dmitrienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – No. 17 (1293). – P. 66–71. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Лебедев Антон Юрьевич – кандидат технических наук, инженер ТОВ «ХЗТФ «Моторимпекс»; тел.: (050) 842-14-04; e-mail: anton.kh@ukr.net.

Лебедев Антон Юрьевич – кандидат технических наук, инженер ООО «ХВТФ «Моторимпекс»; тел.: (050) 842-14-04; e-mail: anton.kh@ukr.net.

Lebedev Anton Yuryevych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Engineer at the LLC «KFTC «Motorimpex»; tel.: (050) 842-14-04; e-mail: anton.kh@ukr.net.

Андренко Павло Миколайович – доктор технических наук, профессор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Деталі машин та мехатронні системи»; тел.: (067) 103-88-83; e-mail: andrenko1947@gmail.com.

Andrenko Pavlo Mykolayevich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Professor at the Department of «Machine components and mechatronics systems», Kharkiv; tel.: (067) 103-88-83; e-mail: andrenko1947@gmail.com.

Дмитриенко Ольга Вячеславівна – кандидат технических наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гіdraulічні машини» ім. Г. Ф. Прокури; тел.: (097) 338-39-09; e-mail: olga_dm@meta.ua.

Дмитриенко Ольга Вячеславовна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины» им. Г. Ф. Прокуры; тел.: (097) 338-39-09; e-mail: olga_dm@meta.ua.

Dmitrienko Olga Vyacheslavivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic Machines" by G. F. Proskura; tel.: (097) 338-39-09; e-mail: olga_dm@meta.ua.

E. H. ЦЕНТА

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НАВЕСНЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ ТРАКТОРА ПУТЕМ ВВОДА МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ

Поліпшити динамічні характеристики комбінованої системи керування при оранні грунту в умовах зовнішніх збурень, що на реальному об'єкті викликають глубиною орання, щільністю і властивостями ґрунту, швидкістю руху орного агрегату, нерівностями ґрунту та ін. шляхом введення в систему коригувального пристрію. До методів дослідження відносяться: закони теорії машин і механізмів, механіки рідини і газу та ін., які сприяють більш поглиблений розробці математичної моделі; методи математичного моделювання, що дозволяють повніше описати гідросистему функціональними залежностями; методи теорії оптимальних систем, що сприяють постановці і рішенню задачі синтезу нелінійних каналів підсилення, інтегрування і диференціювання коригувального пристрію. Покращена математична модель системи шляхом введення синтезованого коригувального пристрію, що забезпечило відпрацювання малих переміщень і неузгодженностей та високі показники якості переходних процесів (швидкодії, значень перерегулювання, числа коливань та ін.). Розв'язана задача пошуку вагових коефіцієнтів для каналів: крюкової сили $K_c = 0,7$ і положення навісного обладнання $K_y = 0,3$. Відносна похибка відпрацювання заданих зусилля і глубини орання не перевищувала 10 %. Виконаний аналіз робіт по розробці, розрахункам та дослідженням замкнутих систем керування навісним обладнанням показав, що вони представляють теоретичну і практичну значимість в частині оцінки позитивних і негативних аспектів функціонування і можуть бути використані при проектуванні сучасних систем. Створення гідросистем з мехатронним модулем відкриває можливість вирішувати дуже важливі проблеми, вирішення яких було пов'язане з великими труднощами.

Ключові слова: комбінована система, навісне обладнання, математична модель, критерій оптимізації.

Улучшить динамические характеристики комбинированной системы управления при вспашке почвы в условиях внешних возмущений, что на реальном объекте вызвано: глубиной пахоты, плотностью и свойствами почвы, скоростью движения пахотного агрегата, неровностями почвы и др. путем ввода в систему корректирующего устройства. К методам исследования относятся: законы теории машин и механизмов, механики жидкости и газа и др., способствующие более углубленной разработке математической модели; методы математического моделирования, позволяющие полнее описать гидросистему функциональными зависимостями; методы теории оптимальных систем, способствующие постановке и решению задачи синтеза нелинейных каналов усиления, интегрирования и дифференцирования корректирующего устройства. Результаты. Улучшена математическая модель системы путем ввода синтезированного корректирующего устройства, что обеспечило отработку малых перемещений и рассогласований и высокие показатели качества переходных процессов (быстроействия, значений перерегулирования, числа колебаний и др.). Решена задача поиска весовых коэффициентов для каналов: крюковой силы $K_c = 0,7$ и положения навесного оборудования $K_y = 0,3$. Относительная погрешность отработки заданных усилия и глубины вспашки не превышала 10 %. Выполненный анализ работ по разработке, расчетам и исследованию замкнутых систем управления навесным оборудованием показал, что они представляют теоретическую и практическую значимость в части оценки положительных и отрицательных качеств функционирования и могут быть использованы при проектировании современных систем. Создание гидросистем с мехатронным модулем открывает возможность решать весьма важные проблемы, решение которых было сопряжено с большими трудностями.

Ключевые слова: комбинированная система, навесное оборудование, математическая модель, критерий оптимизации.

The purpose of this work is to improve the dynamic characteristics of the combined control system for plowing the soil in conditions of external disturbances, which on the real object are caused by the depth of plowing, density and properties of the soil, speed of the plowing unit movement, unevenness of the soil, etc., by introducing into the system a correcting device. Methods of research include the following: laws of the theory of machines and mechanisms, mechanics of fluid and gas, etc., which contribute to more in-depth development of the mathematical model; methods of mathematical modeling that allow to more fully describe the hydraulic system by functional dependencies; methods of the optimal systems theory that facilitate the formulation and solution of the task of synthesizing the nonlinear channels of amplifying, integrating and differentiating the correcting device. The mathematical model of system is improved by introducing the synthesized correcting device, which ensured the acquisition of small displacements and disagreements and high quality rating of transient processes (speed of response, overshoot values, number of oscillations, etc.). The problem of finding the weight coefficients for channels has been solved: hook force $K_c = 0,7$ and attachments position $K_y = 0,3$. The relative inaccuracy of working out of given effort and depth of plowing did not exceed 10 %. The performed analysis of works on development, calculation and investigation of closed systems for control of tractor mounted equipment showed that they represent theoretical and practical significance in the part of evaluating the positive and negative qualities of functioning and therefore they can be used in designing the modern systems. The creation of the hydraulic systems with a mechatronic module opens up the possibility to solve very important problems, the solution of which was very difficult.

Keywords: combined system, mounted equipment, mathematical model, optimization criteria.

Введение. При выполнении вспашки, боронования и других технологических операций обработки почвы одним из агротехнических требований к качеству является поддержание заданной глубины с определенной точностью [1, 2]. В системах силового управления навесным механизмом трактора [1] при вспашке поля с неоднородным грунтом, с неровностями и другими внешними возмущениями это агротехническое требование не выполнялось. Для решения данной

задачи разрабатывались варианты комбинированного управления: к системе силового управления добавлялось позиционное управление, как обратная связь по положению сельхозорудия [1]; управление строилось по нескольким входным параметрам [1]. Техническая реализация позиционных, силовых и комбинированных систем [1, 3 – 5] опиралась на устаревшие к настоящему времени гидроустройства, электротехнические и электронные изделия, измерительные приборы.

Появление мехатронных гидроагрегатов (МГА) в

Германии, Дании, Беларуси и спроектированный отечественный [6, 7], в которых в качестве устройств управления навесным оборудованием (НО) используются микропроцессоры, программируемые контроллеры, ЭВМ открывает возможности: решать сложные задачи, решение которых было сопряжено с большими трудностями [8] либо практически невозможно; глубже исследовать и улучшать динамические процессы режима усилия; ставить новые, а ранее решенные задачи, пересмотреть в другом аспекте (примером может быть комбинированное управление).

Настоящая статья посвящена краткому анализу предшествующих силовых, позиционных и комбинированных систем и созданию более совершенных с применением мехатронных модулей.

Анализ предшествующих исследований. В работе [1] анализируется три вида управления навесным механизмом (силовой регулятор, где параметром регулирования служит тяговое сопротивление; позиционный регулятор, обеспечивающий заданное положение навесного сельхозорудия относительно остова трактора; комбинированный регулятор включает силовой и позиционный). Все регуляторы строились на самых простых гидравлических и механических устройствах, включая тяги, рычаги, тросы и т.п. В сжатом виде для каждого регулятора приводятся следующие характеристики:

- силовой регулятор стабилизирует тяговое сопротивление, снижает динамическую нагрузку силовой передачи, создает благоприятные условия для тракторного двигателя, полнее используя его мощность, снижает расход топлива, повышает тягово-цепные качества трактора;

- позиционный регулятор представляет собой корректирующую обратную связь, которая не позволяет сельхозорудию копировать рельеф поля;

- при комбинированном регулировании добавляется дополнительное управляющее устройство, которое характеризует изменение положения сельхозорудия относительно остова трактора.

Представляет теоретический и практический интерес, и точка зрения авторов как будет выглядеть система на уровне функциональной схемы (рис. 1), которая обеспечивает силовое, позиционное и комбинированное регулирование. Схема и ее реализация не ориентировались на будущее развитие науки и техники.

Все обозначения на схеме, а также в терминологии приведены как в работе [1] без изменений. В режиме изменения внешнего воздействия (тягового сопротивления) $f_1(t)$ обусловлены глубиной пахоты, плотностью почвы, скоростью движения пахотного агрегата и др. Глубина пахоты и соответствующее тяговое сопротивление зависят от возмущающего воздействия $f_2(t)$, которое определяется главным образом неровностями почвы 10, представленные функцией $f_3(t)$. При описании функциональной схемы исследуемой системы авторы правильно отмечают,

что комбинированное регулирование обеспечивается различным сочетанием силового и позиционного сигналов, что требует ввода двух управляющих устройств по усилию и положению сельхозорудию.

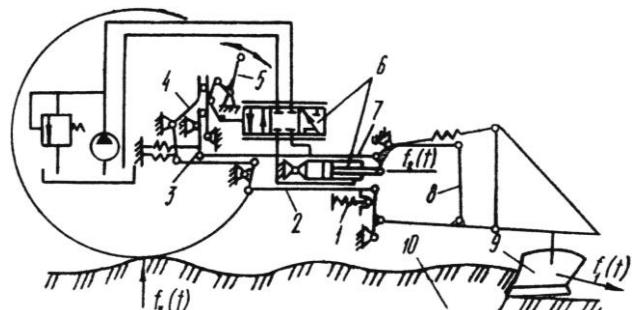


Рис. 1 – Функциональная схема системы:
1 – чувствительный элемент; 2 и 4 – рычаги; 3 – рычаг;
3 – нижние тяги; 6 – гидроусилитель; 7 – тяга;
8 – навесной механизм; 9 – плуг; 10 – почва

Работа [4] посвящена важному вопросу динамики: переходным процессам гидромеханической системы силового регулирования глубины пахоты. Хотя работа относится к 80-м годам XX столетия, но обеспечение высоких показателей качества (быстродействия, значений перерегулирования и др.) переходного процесса остается значимым и для вновь создаваемых перспективных систем (МГА). Практический интерес представляют переходные процессы (рис. 2), полученные при изменении нагрузки в диапазоне $\Delta F = 9 - 10 \text{ кН}$, скорости изменения нагрузки $\Delta F / \Delta t = 120 - 130 \text{ кН/с}$, времени регулирования $1,7 - 2 \text{ с}$.

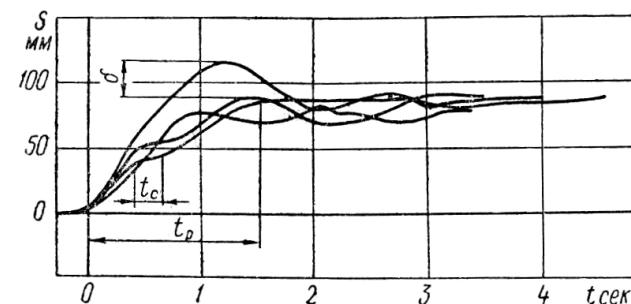


Рис. 2 – Переходные процессы системы автоматического регулирования хода плуга: S – ход штока силового цилиндра, t_p – время переходного процесса (регулирования), t_c – длительность остановки при движении штока в процессе регулирования, δ – перерегулирование

В работе [3] рассматриваются динамические характеристики системы глубины хода плуга. Математическая модель (ММ) определяется с помощью стенда. Автор заранее предопределяет модель на базе передаточной функции, следовательно, считая систему линейной. Причем сам стенд, его узлы и элементы содержат нелинейности. Получена, в конечном счете, модель, представленная произведением двух передаточных функций типовых звеньев – интегрирующего и апериодического. Полезным в

работе является сравнение экспериментальных динамических характеристик реальной системы в позиционном и силовом регулировании, а также, что глубина пахоты принята 25 – 30 см (наиболее распространенная с агротехнической точки зрения).

Постановка задачи. Анализ выполненных работ и исследований (в период 60 – 80 гг. XX столетия), посвященных трем видам управления навесным оборудованием, показал, что этому вопросу было уделено большое внимание. При этом надо учесть, что это выполнялось на старой элементной базе гидрооборудования, электротехники и электроники с применением тяг, рычагов, кулачков, косвенным

измерением значений параметров и др. Как отмечалось выше, обоснование выбора сигналов двух управляющих устройств теоретически и практически определяет возможность улучшить динамические характеристики комбинированного управления. Такова постановка задачи.

Результаты исследований. На рис. 3 показана комбинированная гидросистема (ГС) навесного оборудования (навесное устройство + сельскохозяйственное орудие) трактора, в устройстве управления которой введен мехатронный модуль.

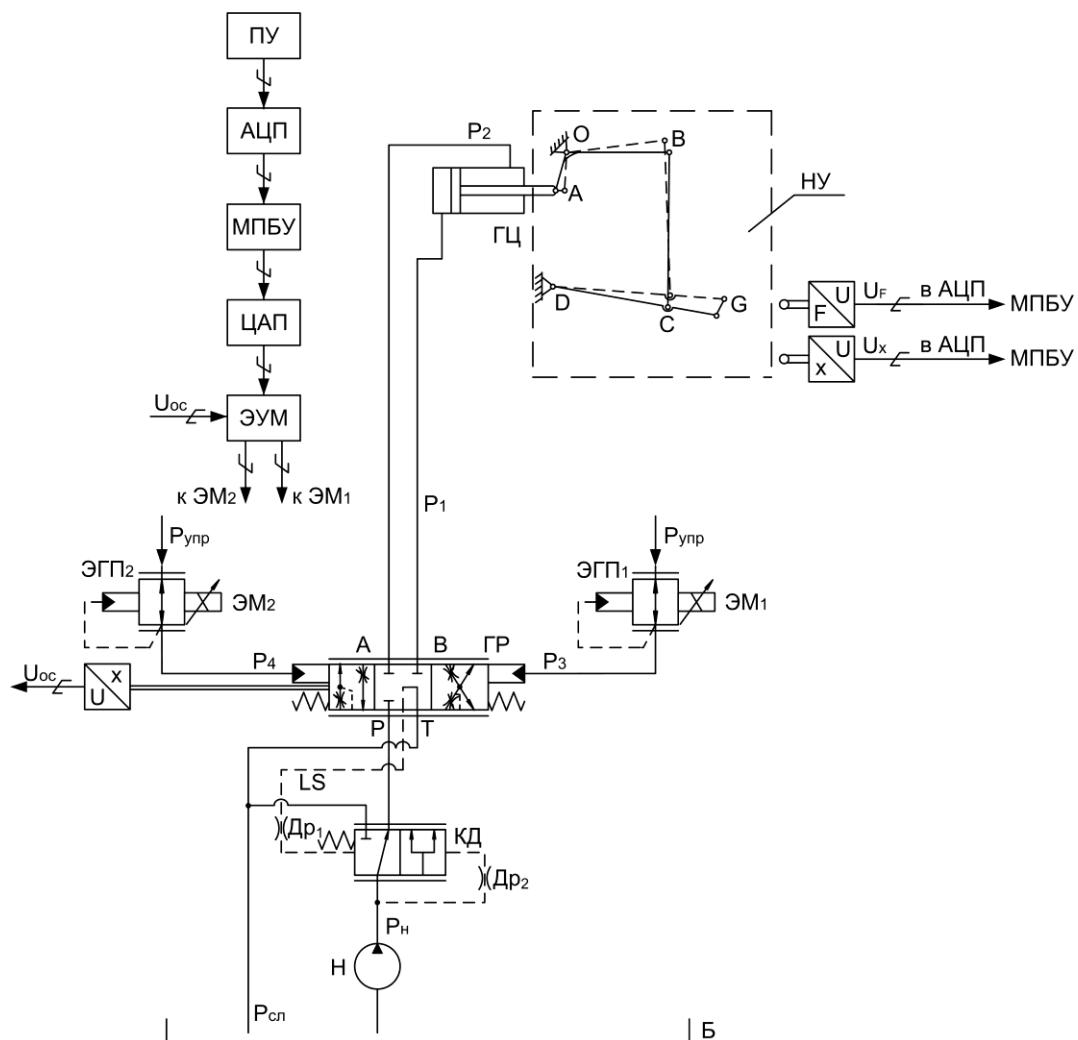


Рис. 3 – Схема гидросистемы НО с мехатронным модулем:

Н – насос; КД – клапан давления; ГР – гидрораспределитель; ЭГП₁, ЭГП₂ – электрогидравлические преобразователи; ЭМ₁, ЭМ₂ – электромагниты; ГЦ – обобщенный гидроцилиндр (физически 2 гидроцилиндра); Б – гидробак; Др₁ и Др₂ – дроссели; Р₁ – Р₄, Р_н, Р_{сл}, Р_{упр}, Р, Т – давления РЖ в соответствующих точках схемы; LS – линии чувствительности к нагрузке; ЭУМ – электронный усилитель мощности; МПБУ – микропроцессорный блок управления (мехатронный модуль); НУ – навесное устройство, к которому крепится сельскохозяйственное орудие; U_{oc} , U_f , U_x – выходные сигналы измерительных преобразователей; \square , \triangle , \boxtimes – соответственно измерительные преобразователи усилия и перемещения (положения) НО и перемещения (положения) золотника ГР; ПУ – пульт управления; АЦП – аналогово-цифровой преобразователь; ЦАП – цифро-аналоговый преобразователь

Математическая модель, описывающая рабочий процесс объекта исследования, представлена системой

из 12 дифференциальных уравнений первого порядка (из которых 7 – нелинейные) в нормальной форме Коши.

$$\begin{aligned}
1. \quad & \frac{dx_3}{dt} = v_3, \\
2. \quad & \frac{di}{dt} = \frac{1}{T_L} \left(\frac{U_y - K_{\text{пз}} v_3}{R} - i \right), \\
3. \quad & \frac{dv_3}{dt} = (K_{\text{пз}} i - p_3 A_3 - \beta_3 v_3 - F_{\text{тр0,3}} \text{sign} v_3 - F_{\text{гд3}}) / m_3, \\
4. \quad & \frac{dx_{\text{тр}}}{dt} = v_{\text{тр}}, \\
5. \quad & \frac{dv_{\text{тр}}}{dt} = [p_3 (A_{\text{зол}} - A_{\text{хв}}) - C_{\text{пр}} (x_{0\text{тр}} + x_{\text{тр}}) - F_{\text{тр,тр}} - \beta_{\text{тр}} v_{\text{тр}} - F_{\text{гд,тр}}] / m_{\text{тр}}, \\
6. \quad & \frac{dp_1}{dt} = (q_{\text{тр,п1}} - A_{\text{п1}} v_z) \left/ \left(\frac{V_{01} + A_{\text{п1}} y_z}{E_{\text{п1,п}}} + \frac{V_{\text{т1}}}{E_{\text{т1}}} \right) \right., \\
7. \quad & \frac{dp_2}{dt} = (A_{\text{п2}} v_z - q_{\text{тр,п1}}) \left/ \left(\frac{V_{02} - A_{\text{п2}} y_z}{E_{\text{п2,п}}} + \frac{V_{\text{т2}}}{E_{\text{т2}}} \right) \right., \\
8. \quad & \frac{dy_z}{dt} = v_z, \\
9. \quad & \frac{dv_z}{dt} = (A_{\text{п1}} p_1 - A_{\text{п2}} p_2 - F_{cz} - \beta_z v_z - F_{\text{тр0,2}} \text{sign} v_z) / m_z, \\
10. \quad & \frac{dx_{\text{кд}}}{dt} = v_{\text{кд}}, \\
11. \quad & \frac{dv_{\text{кд}}}{dt} = [A_{\text{кд}} (p_{\text{др2}} - p_{\text{др1}}) - F_{\text{пр,кд}} - F_{\text{тр,кд}} - \beta_{\text{кд}} v_{\text{кд}} - F_{\text{гд,кд}}] / m_{\text{кд}}, \\
12. \quad & \frac{dp_{\text{н}}}{dt} = \frac{E_{\text{н}}}{V_{\text{н}}} (q_{\text{нр}} - q_{\text{ну}} - q_{\text{нп}} - q_{\text{тр,п1}} - q_{\text{кд}} - q_{\text{уп,кд}})
\end{aligned} \tag{1}$$

Здесь v_3 , $v_{\text{тр}}$, $v_{\text{кд}}$, v_z – соответственно скорости перемещения золотников ЭГП, ГР, КД, штока ГЦ; x_3 , $x_{\text{тр}}$, $x_{\text{кд}}$, y_z – перемещение золотников ЭГП, ГР, КД, штока ГЦ; i – электрический ток в цепи катушки электромагнита ЭГП; U_y – электрическое напряжение на входе электромагнита ЭГП; $K_{\text{пз}}$ – коэффициент противов.д.с.; $T_L = L/R$ – постоянная времени электромагнита ЭГП (L и R – индуктивность и активное сопротивление цепи электромагнита ЭГП); $K_{\text{п1}} = F_{\text{трmax}} / i_{\text{max}}$ – коэффициент тягового усилия электромагнита ЭГП; p_1 , p_2 , p_3 – давления РЖ в соответствующих точках схемы, $p_{\text{н}}$, $p_{\text{сл}}$, $p_{\text{др1}}$, $p_{\text{др2}}$ – давления на выходе насоса, в сливной магистрали, на дросселях Др1 и Др2; A_3 – площадь золотника ЭГП, $A_{\text{кд}}$ – площадь поперечного сечения золотника КД; $A_{\text{зол}}$, $A_{\text{хв}}$, $A_{\text{п}}$ и $A_{\text{ш}}$ – соответственно площади золотника ГР и хвостовика, поршневой и штоковой полости ГЦ, $C_{\text{пр}}$ и $x_{0\text{тр}}$ – коэффициент жесткости и предварительное сжатие центрирующей пружины ГР; β_3 , $\beta_{\text{тр}}$, $\beta_{\text{кд}}$, β_z – коэффициенты жидкостного (вязкого) трения золотников ЭГП, ГР, КД и ГЦ; $F_{\text{тр0,3}}$, $F_{\text{тр0,2}}$ – модуль силы «сухого» трения золотника ЭГП и ГЦ; $F_{\text{гд3}}$ – гидродинамическая сила ЭГП, $F_{\text{тр,тр}}$ – сила трения ГР, $F_{\text{гд,тр}} = 2\mu_{\text{тр}}^2 \pi d_{\text{тр}} x_{\text{тр}} (p_{\text{н}} - p_1) \cos \theta$ – гидродинамическая сила ГР, $F_{\text{гд,кд}} = 2\mu_{\text{кд}}^2 A_{\text{щ,кд}} (p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}) \cos \theta$ – гидродинамическая сила КД; $F_{cz} = i \cdot G_{\text{пл}}$ – сила, приведенная к оси ГЦ; $F_{\text{пр,кд}} = C_{\text{кд}} (x_{\text{кд}} + x_{\text{пр,кд}})$ – сила пружины КД; $F_{\text{тр,кд}}$ – сила трения КД; m_3 , $m_{\text{тр}}$, $m_{\text{кд}}$ – соответственно

массы подвижных частей золотников ЭГП, ГР, КД; $m_z = i^2 \cdot m_{\text{но}}$ – масса, приведенная к оси ГЦ; $q_{\text{тр,п1}}$ – расход РЖ, поступающей через ГР в поршневую полость ГЦ; $q_{\text{тр,п1}}$ – расход РЖ, поступающей через ГР в штоковую полость ГЦ; $\mu_{\text{тр}}$, $\mu_{\text{кд}}$ – коэффициенты расхода РЖ в ГР и КД соответственно; $V_{\text{т}}$ – объем РЖ в трубопроводе; $V_{\text{н}}$ – объем РЖ в выходной полости насоса; V_{01} и V_{02} – начальные объемы РЖ в поршневой и штоковой полостях ГЦ; $E_{\text{т1}}$, $E_{\text{т2}}$, $E_{\text{п1,п}}$, $E_{\text{п2,п}}$, $E_{\text{н}}$ – соответственно приведенный объемный модуль упругости трубопровода 1 и 2, поршневой и штоковой полости ГЦ, насоса; $q_{\text{нр}}(t)$, $q_{\text{ну}}(t)$, $q_{\text{нп}}(t)$, $q_{\text{уп,кд}}(t)$, $q_{\text{кд}}(t)$ – соответственно геометрическая подача насоса, утечка и перетечка насоса, расход на управление КД, расход через щель КД.

В модели учитываются переменности коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенные модули упругости двухфазной РЖ и др. Эта математическая модель ГС НО без описания процессов в модулях устройства управления, которые формируют задания на положение и усилие, входит как основная составляющая в ММ как по усилию, так и по положению. Отсчет перемещений НО при подъеме и опускании принят в модели за положительное направление. В режиме усилия заглубление в почву и выглубление принимаются соответственно отрицательными.

В общей модели (1) для комбинированного режима нужно предусмотреть: локальные модели датчика усилия, датчика положения штока (сельхозорудия), вычисления скорости штока, корректирующего устройства для отработки малых рассогласований.

В качестве модели датчика усилия принята «рациональная» формула акад. В.П. Горячкина [9]

$$F_{\text{кп}} = f_{\text{п}} G_{\text{пл}} + K_p h_p B + \varepsilon h_p B v_{\text{тр}}^2, \tag{2}$$

где $f_{\text{п}}$ – коэффициент, характеризующий потери на передвижение плуга; K_p – коэффициент, характеризующий способность почвенного пласта сопротивляться деформации; ε – коэффициент, зависящий от формы отвала и свойств почвы; h_p – глубина обработки пласти почвы; $G_{\text{пл}}$ – вес плуга; B – ширина захвата плуга; $v_{\text{тр}}$ – скорость движения трактора.

Следует учесть, что при постоянных коэффициентах в двух составляющих формулы (2) $F_{\text{кп}}$ определяется только значением h_p .

На рис. 4 показан переходный процесс ГС при заглублении и выходе на установившийся режим усилия без обратной связи по положению НО, где первая и вторая кривые – скорость и перемещение

штока цилиндра, а третья – давление на выходе насоса.

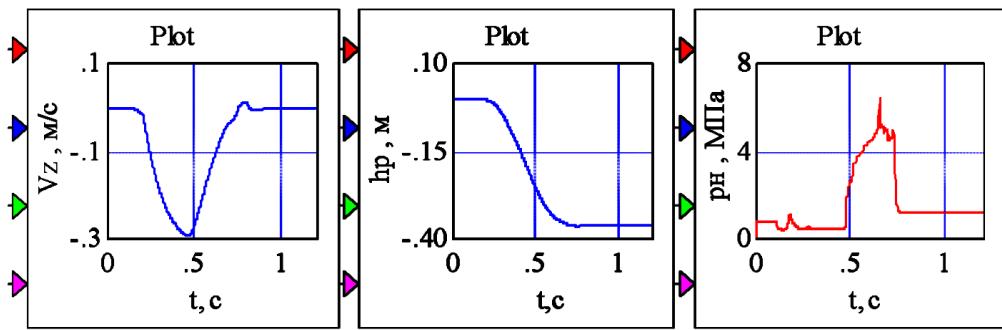


Рис. 4 – Осциллограммы трех переменных ГС с обратной связью по скорости и без обратной связи по положению НО при $F_3 = 48$ кН (заданное машинистом значение усилия), $F_{kp} = 47,4$ кН, $h_p = 0,36$ м

Подходом для решения поставленной задачи является комбинированная система, одним входом в которой является задание силы на крюке трактора с искомым коэффициентом K_c , а вторым – задание глубины с искомым коэффициентом K_y . Если задание по F_{kp} служит входной величиной системы по усилию (первый вход), то второй вход предлагается определить с помощью формулы (2), представив ее в следующем виде

$$h_{p3} = (F_{kp} - f_{pl} G_{pl}) / (K_p B + \varepsilon B v_{tp}^2), \quad (3)$$

и допуская неизменными коэффициенты f_{pl} , K_p , B , ε , v_{tp}^2 и вес плуга G_{pl} .

Так как в дальнейшем изложении элементы управления будут представляться не уравнениями, а с помощью диаграмм вычислительных блоков, то начнем это с уравнения (3). На рис. 5 изображена диаграмма, построенная по уравнению (3). Здесь и дальше F_3 – задание силы на первом входе, равное в уравнении (3) значению F_{kp} .

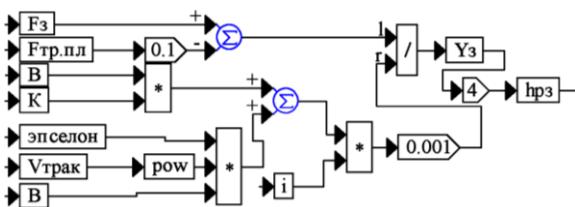


Рис. 5 – Диаграмма вычислительных блоков, построенная по уравнению (3)

Из рис. 5 четко видно, что при изменении F_3 однозначно изменяется h_{p3} .

Теперь рассмотрим как выглядит диаграмма, в которой видно построение комбинированной системы и формирование сигнала рассогласования (рис. 6).

Верхняя часть диаграммы имеет заданное машинистом усилие F_3 , а обратная связь формируется в виде тягового сопротивления $F_{kp,oc}$ на крюке трактора с помощью датчика. В модели датчиком служит

уравнение В.П. Горячкина. Сюда входит внутренняя обратная связь по скорости НО. Сумматор формирует значение рассогласования в электрическом виде. Во второй части диаграммы формируется значение электрического рассогласования по второй входной величине – перемещению штока ГЦ, где фактически на реальном объекте расположен датчик. Путем умножения этого перемещения на кинематический коэффициент связи штока i с НО получаем значения заглублений: h_{p3} – задающего управляющего воздействия, определяемого по уравнению (2); h_p – фактического заглубления.

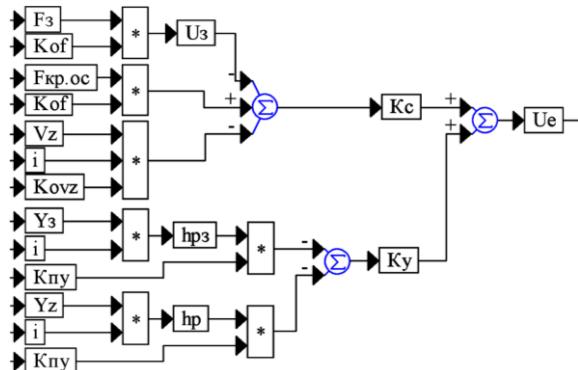


Рис. 6 – Диаграмма вычислительных блоков комбинированной системы

Итак, имеются два рассогласования по: усилию и заглублению, которые суммируются и формируют одно рассогласование U_e . Здесь следует найти рациональное распределение весовых коэффициентов K_c (по усилию) и K_y (по заглублению), сумма которых принимается равной единице.

В зоне малых рассогласований в конце переходных процессов, вызванных изменениями внешнего воздействия (тягового сопротивления), ГС работает значительную часть времени. Изменения тягового сопротивления на реальном объекте вызваны: глубиной пахоты h_p , плотностью и свойствами почвы K_p , ε , скоростью v_{tp} движения пахотного агрегата, неровностями почвы и др.

Решение этой задачи возможно на основе синтеза введенного в мехатронный модуль корректирующего устройства (КУ) с тремя каналами (K_p , K_i , K_d). При постоянных параметрах в формуле (3) Горячкина можно для каждого заданного значения F_3 однозначно определить соответствующее ему заданное значение глубины пахоты h_{p3} . Это позволяет сформировать критерий оптимизации относительно глубины вспашки, которую легко проверить в полевых условиях.

$$I = \frac{\Delta h_p}{h_{p3}} \cdot 100 = \delta_h \leq 5\% \text{ при } 0,069 \leq h_{p3} \leq 0,27 \text{ м.} \quad (4)$$

На рис. 7 показаны нелинейные зависимости синтезированного корректирующего устройства.

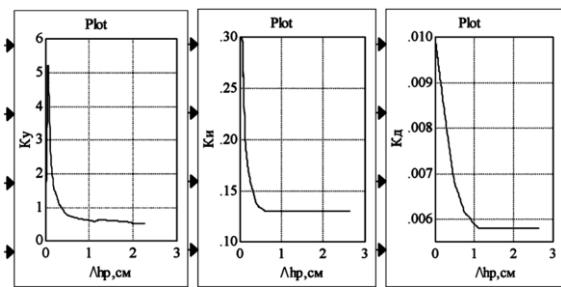


Рис. 7 – Синтезированные кривые корректирующего устройства

После синтеза корректирующего устройства с синтезированными кривыми были проведены численные эксперименты в пакете VisSim по оценке соответствия показателей пахоты агротехническим требованиям, сформулированным в работах [1, 2]. На основе метода проб и ошибок при моделировании в диапазоне заданий F_3 от 48 до 33 кН были определены рациональные значения $K_c = 0,7$ и $K_y = 0,3$. На рис. 8 показаны осциллограммы четырех переменных при заданиях $F_3 = 48$ кН и

$h_{p3} = -0,363$ м, а на рис. 9 при заданиях $F_3 = 33$ кН и $h_{p3} = -0,233$ м при отсутствии внешних возмущений.

Рассмотрим динамику ГС с КУ в условиях внешних возмущений для двух систем: ГС с $K_c = 1$, $K_y = 0$ (по усилию) и ГС с $K_c = 0,7$ и $K_y = 0,3$ (комбинированная). Именно при наличии внешних возмущений появляется возможность сравнить эти две системы. В качестве вида внешнего возмущения рассмотрим ступенчатое, вызванное изменением K_p – коэффициента, характеризующего способность почвенного пласта сопротивляться деформации и ε – коэффициента, зависящего от формы отвала и свойств почвы. На рис. 10 показаны переходные процессы четырех переменных в системе с одним входом при ступенчатом изменении тягового сопротивления на 10,1 кН (21 % к заданному) в течение 1 с, затем пауза 1 с и в течение общего времени 8,75 с четыре таких воздействий. При таком построении теста система после каждого воздействия успевает вернуться в исходное состояние как при его отсутствии. Возможен и другой тест.

Рассмотрим переходные процессы с такими же внешними ступенчатыми возмущениями в системе с двумя входами (рис. 11).

Визуальное сравнение кривых h_p и $F_{kp,oc}$ рис. 10 и 11, наиболее значимых, позволяет отметить: переходные процессы h_p с нулевого значения и $F_{kp,oc}$ со значения 7,58 кН за время 0,9 с завершаются выходом на установившееся состояние, а включение ступенчатого возмущения в модели происходит при $t = 1,2$ с. Это обеспечивает повторяемость всех 4 переходных процессов, обусловленных 4 ступенчатыми возмущениями. Это позволило сравнить их по показателям качества переходных процессов в период действия одного ступенчатого возмущения (табл. 1).

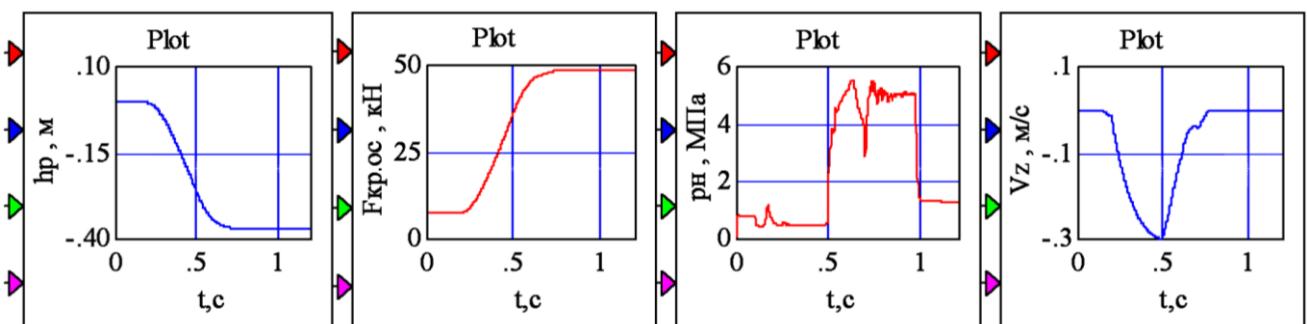
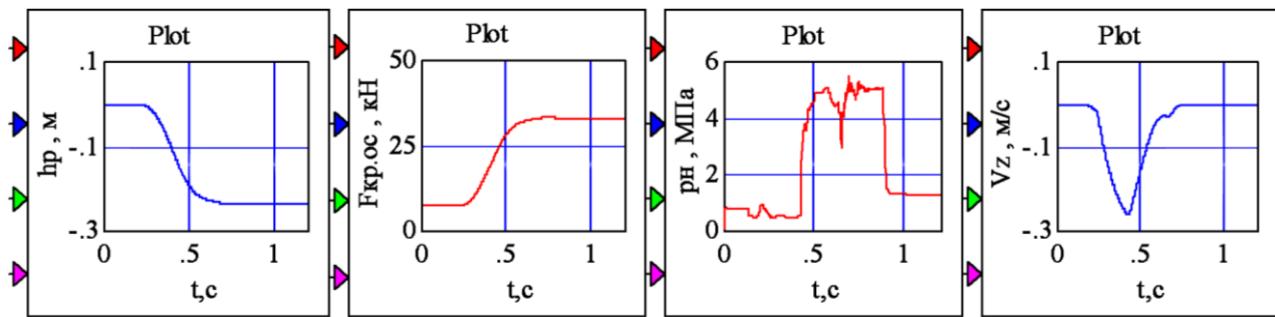


Рис. 8 – Переходные процессы заглубления в комбинированной системе при $F_3 = 48$ кН (после окончания заглубления)

$$F_{kp,oc} = 48,6 \text{ кН}, h_{p3} = -0,363 \text{ м}, h_p = -0,368 \text{ м}, U_e = 7,65 \cdot 10^{-2} \text{ В}, K_c = 0,7, K_y = 0,3$$

Рис. 9 – Переходные процессы заглубления в комбинированной системе при $F_s = 33$ кН (после окончания заглубления

$$F_{kp,oc} = 33,38 \text{ кН}, h_{p3} = -0,228 \text{ м}, h_p = -0,233 \text{ м}, U_e = -0,616 \cdot 10^{-2} \text{ В}, K_c = 0,7, K_y = 0,3$$

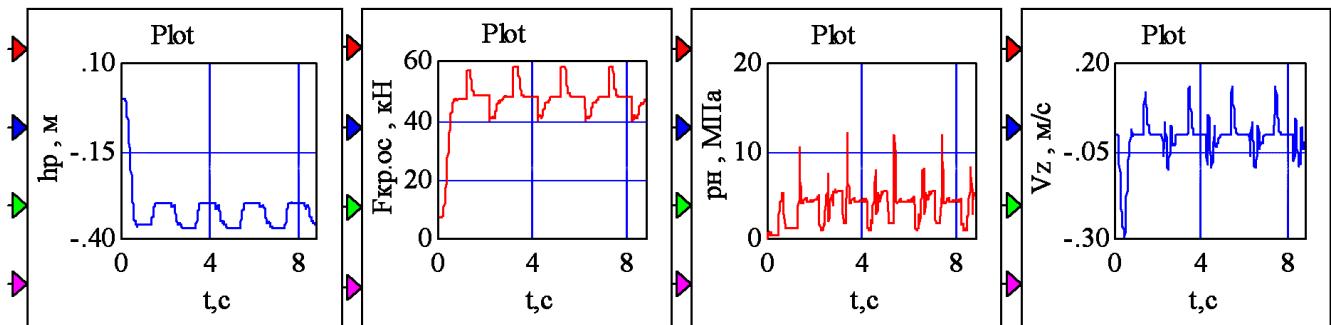


Рис. 10 – Переходные процессы с внешними ступенчатыми возмущениями

в системе с одним входом (коэффициентами $K_c = 1, K_y = 0$) при заданном $F_s = 48$ кН и исходным $F_{kp,oc} = 47,67$ кН,

$$h_{p3} = -0,363 \text{ м}, h_p = -0,360 \text{ м}, U_e = 3,96 \cdot 10^{-2} \text{ В}$$

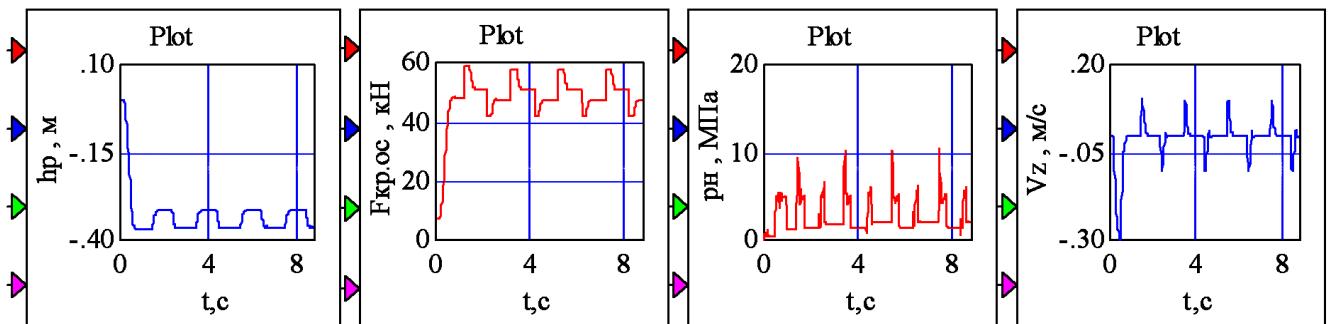


Рис. 11 – Переходные процессы с внешними ступенчатыми возмущениями в комбинированной системе с коэффициентами

$$K_c = 0,7, K_y = 0,3 \text{ при заданном } F_s = 48 \text{ кН и исходным } F_{kp,oc} = 47,64 \text{ кН}, h_{p3} = 0,363 \text{ м}, h_p = -0,36 \text{ м},$$

$$U_e = -4,59 \cdot 10^{-2} \text{ В}$$

Таблица 1 – Сравнительная таблица показателей качества переходного процесса заглубления сельхозорудия при работе ГС (в режимах усилия и комбинированном) при внешнем ступенчатом воздействии

Отклонения фактического заглубления h_p от заданного h_{p3} при переходном процессе с внешним ступенчатым воздействием	ГС с одним входом	ГС с двумя входами
h_{p3}	-0,363 м	-0,369 м
верхнее	-0,068 м	-0,055 м
нижнее	-0,003 м	-0,0073 м
интервал отклонения	0,071 м	0,0557 м

Из данных табл. 1 следует, что поле отклонения глубины пахоты при работе мехатронного модуля в режиме комбинированной системы меньше, чем при

управлении в режиме только усилия. Последнее с точки зрения выполнения агротехнических требований является преимуществом комбинированного управления.

Выводы. 1. Выполненный обзор литературы по разработке, расчетам и исследованию замкнутых систем по тяговому усилию на крюке трактора (силовое управление), по обеспечению заданного положения сельхозорудия относительно остова трактора (позиционное управление), и комбинированное (сочетание силового и позиционного) до разработок ГС с мехатронным модулем показал:

- эффективность системы силового управления в части рационального использования мощности приводного двигателя, возможности поддержания тягового усилия в приемлемом интервале отклонений при различных внешних возмущениях (изменении плотности почвы, неровностей поверхности, скорости движения трактора и др.), экономию топлива;

- система позиционного управления обеспечивает заданное положение относительно остова трактора. По существу, она препятствует НО копировать рельеф поля;

- при расчетах крюковой нагрузки, оказывающей существенное влияние на работу гидравлических и механических элементов трактора, авторы рекомендуют использовать формулу В.П. Горячина.

2. Создание ГС с мехатронным модулем позволило обеспечить отработку малых значений рассогласований по усилию на основе синтеза корректирующего устройства, введенного в устройство управления.

3. Полученные осциллограммы переменных ГС при моделировании:

- рабочего процесса заглубления орудия на максимальную глубину с необходимостью введения дополнительной обратной связью по скорости штока цилиндра;

- реакции рабочего процесса на ступенчатое внешнее воздействие (в модели это имитируется изменением коэффициентов K_p и ε уравнения В.П. Горячина на величины $\pm\Delta K_p$, $\pm\Delta\varepsilon$) не противоречат их физическому представлению.

4. Построение модели датчика для крюкового сопротивления по уравнению В.П. Горячина позволило при постоянных значениях параметров f_{π} , K_p , ε , $G_{\text{пл}}$, B и $v_{\text{тр}}$ определить соответственно ему задание на глубину и исследовать динамику системы. Если известны интервалы изменений перечисленных параметров в зависимости от обрабатываемой почвы или зависимости в виде таблиц или графиков и др., то при проектировании ГС НО эта информация может быть использована и представлена в виде удобном при эксплуатации.

5. Поиск значений весовых коэффициентов с общей суммой 1 для каналов усилия и заглубления был основан на методе проб и ошибок по критерию минимального отклонения фактической глубины от заданной.

6. Выполненные исследования и расчеты по обсуждаемой ГС с мехатронным модулем с помощью программы VisSim могут быть использованы для

вновь создаваемых перспективных систем и для других мобильных машин.

Список литературы

- Системы автоматического управления режимами работы сельскохозяйственных тракторов / М. Н. Коденко [и др.] ред. М. Н. Коденко. – Х. : Выща школа, 1988. – 152 с.
- Практикум по земледелию : учеб. пособие для ВУЗов / И. П. Васильев [и др.]. – М. : КолосС, 2004. – 424 с.
- Мироненко В. И. Влияние некоторых параметров регулятора глубины хода плуга на его динамические характеристики / В. И. Мироненко // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1979. – № 11. – С. 45 – 48.
- Рославцев А. В. Исследование переходных процессов системы автоматического регулирования хода плуга и оценка их влияния на качество пахоты / А. В. Рославцев, Е. И. Грива, Б. Г. Деговцов // Вестник ХПИ. Тракторостроение. – Х. : ХПИ. – 1976. – № 120, вып. 3. – С. 36 – 39.
- Рославцев А. В. Влияние автоматического регулирования хода плуга на некоторые показатели динамики трактора и качества пахоты / А. В. Рославцев [и др.] // Вестник ХПИ. Тракторостроение. – Х. : ХПИ. – 1976. – Вып. 3. – С. 8 – 11.
- Цента Е. М. Поліпшення робочого процесу гідроагрегата навісного обладнання трактора шляхом синтезу коригувальних пристріїв : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 – гідралічні машини та гідропневмоагрегати / Євген Миколайович Цента ; Націон. техн. ун-т «Харківський політехнічний інститут». – Харків, 2013. – 21 с.
- Лур'є З. Я. Моделювання робочого процеса мехатронного гідроагрегата навесного оборудування трактора по усилию / З. Я. Лур'є, А. И. Панченко, Е. Н. Цента // Промислова гіdraulika i pnevmatika. – 2016. – № 2 (52). – С. 53 – 69.
- Лур'є З. Я. Теоретичні і практичні аспекти динамічної компенсації колебань в мехатронних гідроагрегатах / З. Я. Лур'є, А. И. Панченко, Е. Н. Цента // Промислова гіdraulika i pnevmatika. – 2015. – № 1 (47). – С. 27 – 44.
- Самородов В. Б. Розвиток класических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / В. Б. Самородов, А. Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Автомобіль- і тракторобудування. – 2008. – № 58. – С. 11 – 20.

References (transliterated)

- Kodenko, M. N., et al. Sistemy avtomaticheskogo upravlenija rezhimami raboty sel'skohozajstvennyh traktorov. Ed. M. N. Kodenko. Kharkov : Vysha shkola, 1988. Print.
- Vasil'ev, I. P., et al. Praktikum po zemledeliju : ucheb. posobie dlja VUZov. Moscow : KolosS, 2004. Print.
- Mironenko, V. I. "Vlijanie nekotoryh parametrov reguljatora glubiny hoda pluga na ego dinamicheskie harakteristiki". Izvestija VUZov. Mashinostroenie. No. 11. 1979. 45 – 48. Print.
- Roslavcev, A. V., E. I. Griva and B. G. Degovcov. "Issledovanie perehodnyh processov sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya hoda pluga i ocenka ih vlijaniya na kachestvo pahoty". Vestnik HPI. Traktorostroenie. No. 120, vyp. 3. Kharkov : HPI, 1976. 36 – 39. Print.
- Roslavcev, A. V. et al. "Vlijanie avtomaticheskogo regulirovaniya hoda pluga na nekotorye pokazateli dinamiki traktora i kachestva pahoty". Vestnik HPI. Traktorostroenie. Vyp. 3. Kharkov : HPI, 1976. 8 – 11. Print.
- Tsenta, E. M. Polipshennja robochogo procesu gidroagregata navisnogo obladnannja traktora shlyahom sintezu koriguval'nih pristroiv : avtoref. dis. na zdobutija nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec. 05.05.17 – gidralichni mashini ta hidropnevmoagregati. Nacion. tehn. un-ut «Kharkiv's'kij politehnichnij institut». Kharkiv, 2013. Print.
- Lur'e, Z. Ja., A. I. Panchenko and E. N. Tsenta. "Modelirovaniye rabochego processa mehatronnogo hidroagregata navesnogo oborudovaniya traktora po usiliju". Promislova gidravlika i pnevmatika. No. 2 (52). 2016. 53 – 69. Print.
- Lur'e, Z. Ja., A. I. Panchenko and E. N. Tsenta. "Teoreticheskie i prakticheskie aspekty dinamicheskoy kompensacii kolebanij v mehatronnyh hidroagregatah". Promislova hidravlika i pnevmatika. No. 1 (47). 2015. 27 – 44. Print.
- Samorodov, V. B., and A. Ju. Rebrov "Razvitie klassicheskikh metodov tjadgovogo rascheta traktora s uchetom osnovnyh tekhniko-jekonomicheskikh pokazatelej MTA". Visnik NTU "HPI" Ser.: Avtomobile- i traktorobuduvannja. No. 58. Kharkiv : NTU «HPI», 2008. 11 – 20. Print.

Поступила (received) 21.05.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Улучшение динамических характеристик комбинированной системы управления навесным оборудованием трактора путем ввода мехатронного модуля / Е. Н. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 72–80. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Улучшение динамических характеристик комбинированной системы управления навесным оборудованием трактора путем ввода мехатронного модуля / Е. Н. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 72–80. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Improvement of the dynamic characteristics of combined control system for tractor mounted equipment by introducing mechatronic module / E. N. Tsenta // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – No. 17 (1293). – P. 72–80. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Цента Євген Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; м. Харків; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.

Цента Евгений Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.

Tsenta Evgeniy Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines"; Kharkiv, tel.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.

ПРИКЛАДНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

APPLIED
RESEARCH

O. Г. ГРИБ, Т. С. ДОНЕЦКАЯ, С. В. ШВЕЦ, А. В. БОРТНИКОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСТРЕМУМОВ МОЩНОСТИ И ПОТЕРЬ В ОТДЕЛЬНОЙ ФАЗЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СЕТИ

Сформульовано та вирішено задачу пошуку екстремумів потужності в залежності від характеру струму при заданій формі напруги і абсолютноого екстремуму функції потужності в залежності від співвідношення гармонійних складових. Отримані співвідношення для коефіцієнтів потужності і втрат на активному опорі проводів в лініях електропередач в окремій фазі електричної мережі. Співвідношення дозволяють розраховувати як миттєві, так і інтегральні оцінки якості електроспоживання.

Ключові слова: якість електричної енергії, несинусоїdalні режими, вищі гармоніки, електроспоживання, електричні мережі.

Сформулированы и решены задачи поиска экстремумов мощности в зависимости от характера тока при заданной форме напряжения и абсолютноного экстремума функции мощности в зависимости от соотношения гармонических составляющих. Получены соотношения для коэффициентов мощности и потерь на активном сопротивлении проводов в линиях электропередач в отдельной фазе электрической сети. Соотношения позволяют рассчитывать, как мгновенные, так и интегральные оценки качества электропотребления.

Ключевые слова: качество электрической энергии, несинусоидальные режимы, высшие гармоники, электропотребление, электрические сети.

To assess the quality of power consumption, the processes of power transfer in a separate phase in the most general case for non-sinusoidal voltage and non-sinusoidal current are considered. The problem of searching for power extremes is determined and solved depending on the nature of the current for a given voltage form, as well as determining the absolute extremum of the power function as a function of the ratio of the harmonic components. The calculated ratios for the calculation of the power and loss factors for the active resistance of wires in power lines in a separate phase of the electrical network are given. Ratios allow us to calculate both instantaneous and integral estimates of the quality of power consumption, taking into account such consumer properties as symmetry, linearity, the presence of reactivity. Analysis of the results shows that the maximum power occurs when the ratio of the current amplitudes is equal to the ratio of the voltage amplitudes. Regardless of the nature of the voltage, the possible maximum power for a fixed loss level is transferred to the load if it is a constant active resistance. In this case, the maximum possible power is equal to the product of the actual values of voltage and current. Thus, the main source of increased power losses in electrical networks is the reactivity of the consumer. The resulting relationships can be successfully applied in real devices for monitoring the quality of power consumption, as well as meters.

Keywords: quality of electrical energy, non-sinusoidal modes, higher harmonics, power consumption, electrical networks.

Введение. Энергоэффективность и качество электрической энергии являются важными составляющими при работе объединенной энергосистемы Украины с энергосистемами Евросоюза. Вопросам электропотребления и качеству электрической энергии в электрических сетях промышленных предприятий в настоящее время посвящено значительное количество публикаций [1]. Для получения информации об эффективности электропотребления необходимо создание новых технологий в автоматизации учета электрической энергии (ЭЭ) с контролем её качества [2]. Определение показателей качества ЭЭ задача не простая, так как все нормируемые показатели качества ЭЭ не могут быть измерены напрямую, т.е. их необходимо рассчитывать, а окончательное заключение можно дать только по статистически обработанным результатам. Поэтому, для определения показателей качества электрической энергии, необходимо выполнить большой объем измерений с высокой скоростью и одновременной математической и статистической обработкой измеренных значений [3]. Наибольший поток измерений необходим для определения несинусоидальности напряжения. В настоящее время из всех показателей качества ЭЭ существенное влияние на систему учета электропотребления оказывают высшие гармоники, которые создают дополнительные погрешности в каждой точке учета электропотребления в электрических сетях [4].

Анализ последних исследований и

литературы. Рассмотрение вопросов качества электрической энергии как оценки характера напряжения, ответственность за который несет исключительно электроснабжающая организация, является однобоким. Во многих случаях ухудшение параметров качества электроэнергии является следствием работы какого-либо электроприемника [5, 6]. Проблема усугубляется тем, что в настоящее время наблюдается тенденция активного внедрения новых преобразовательных устройств, создающих новые виды искажений и приводящих к ранее неизвестным проблемам электромагнитной совместимости. Существующий математический аппарат не позволяет корректно оценивать весь спектр возможных искажений и их комбинаций [7, 8, 9]. Таким образом, целесообразна разработка универсального математического аппарата, позволяющего получить оценку влияния того или иного потребителя на качество электрической энергии независимо от режима работы электрической сети.

Цель статьи. Нахождение максимума мощности, которую можно передать потребителю при заданном характере напряжения и уровне потерь на активном сопротивлении проводов в линиях электропередач в отдельной фазе электрической сети, а также минимума потерь при заданном характере напряжения и уровне потребляемой мощности – с помощью коэффициента потерь.

Постановка проблемы. В современных условиях возникает необходимость в наличии соотношений для учета таких свойств потребителя как

симметрия, линейность, наличие реактивности. Данные соотношения должны быть использованы для расчета как мгновенных, так и интегральных оценок качества электропотребления в трехфазной трехпроводной и четырехпроводной сетях.

В основе решения указанной задачи лежит поиск экстремумов мгновенной и средней мощности, а также потерь на активном сопротивлении проводов линий электропередач в отдельной фазе электрической сети. Решение данной задачи позволит сформировать требования к идеальному потребителю в трехпроводной электрической сети независимо от симметрии и гармонического состава питающего напряжения.

Материалы исследований. Рассмотрим процессы передачи мощности в отдельной фазе в наиболее общем случае при несинусоидальном напряжении и несинусоидальном токе.

Для оценки качества электропотребления целесообразны две возможных постановки задачи. Первую задачу можно сформулировать, как нахождение максимума мощности, которую можно передать потребителю при заданном характере напряжения и заданном уровне потерь на активном сопротивлении проводов линии электропередач. В этом случае, для оценки качества электропотребления можно использовать коэффициент мощности, полученный как:

$$PF = \frac{P}{P_{\max}} \leq 1, \quad (1)$$

где $P = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) dt = \frac{1}{T} \int_0^T u(t) \cdot i(t) dt$ – средняя

потребляемая мощность на интервале T ;

P_{\max} – максимально возможная мощность при заданном напряжении и уровне потерь;

$p(t)$ – мгновенное значение активной мощности;

$u(t)$, $i(t)$ – мгновенные значения напряжения и тока.

Вторая задача является обратной и сводится к поиску минимума потерь при заданном характере напряжения и уровне потребляемой мощности. Тогда оценкой качества потребления может являться коэффициент потерь:

$$LF = \frac{P_L}{P_{Li}} \geq 1, \quad (2)$$

где P_L – величина потерь на активном сопротивлении проводов;

P_{Li} – величина потерь в «идеальном» случае, т.е. минимально возможные потери для передачи заданного уровня активной мощности при известном характере напряжения.

Потери на активном сопротивлении проводников r можно описать как:

$$P_L = \frac{1}{T} \int_0^T p_L(t) dt = \int_0^T r i^2(t) dt = r I_{RMS}^2, \quad (3)$$

где $I_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T i^2(t) dt}$ – действующее значение тока на интервале T ;

r – активное сопротивление проводов линий электропередач.

Величины r , a , следовательно, и P_L – неизвестны, но для решения поставленной задачи достаточно зафиксировать I_{RMS} – действующее значение тока.

Для определения экстремумов мощности, в зависимости от характера тока при заданной форме напряжения, выполним разложение в ряд Фурье мгновенных значений напряжения $u(t)$ и тока $i(t)$:

$$u(t) = \sum_{k=0}^{\infty} U_{m,k} \sin(k\omega t + \varphi_k), \quad (4)$$

$$i(t) = \sum_{h=0}^{\infty} I_{m,h} \sin(h\omega t + \psi_h), \quad (5)$$

где $U_{m,k}$, $I_{m,h}$, φ_k , ψ_h – амплитудные значения и фазы соответствующих гармоник напряжения и тока.

Разложив синус суммы углов, получим:

$$u(t) = \sum_{k=0}^{\infty} (U_{s,k} \sin(k\omega t) + U_{c,k} \cos(k\omega t)), \quad (6)$$

$$i(t) = \sum_{h=0}^{\infty} (I_{s,h} \sin(h\omega t) + I_{c,h} \cos(h\omega t)), \quad (7)$$

где $U_{s,k} = U_{m,k} \cos(\varphi_k)$, $U_{c,k} = U_{m,k} \sin(\varphi_k)$, $I_{s,h} = I_{m,h} \cos(\psi_h)$, $I_{c,h} = I_{m,h} \sin(\psi_h)$.

Тогда

$$p(t) = \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{h=0}^{\infty} \{(U_{s,k} \sin(k\omega t) + U_{c,k} \cos(k\omega t)) \times \\ \times (I_{s,h} \sin(h\omega t) + I_{c,h} \cos(h\omega t))\}. \quad (8)$$

Интеграл от полученной мгновенной мощности можно представить в виде двух составляющих:

$$\int p(t) dt = A(t) + B(t), \quad (9)$$

где первое слагаемое описывает мощность, получаемую от несоответствующих гармоник тока и напряжения:

$$A(t) \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{h=0, h \neq k}^{\infty} (A_1 - A_2 - A_3 + A_4). \quad (10)$$

В выражении (10):

$$A_1 = \frac{\sin(h\omega t) \cos(k\omega t) \cdot (I_{s,h} U_{s,k} + I_{c,h} U_{c,k})}{\omega(h^2 - k^2)}, \quad (11)$$

$$A_2 = \frac{\cos(h\omega t)\cos(k\omega t) \cdot (I_{s,h}U_{c,k}h - I_{c,h}U_{s,k}k)}{\omega(h^2 - k^2)}; \quad (12)$$

$$A_3 = \frac{\cos(h\omega t)\sin(k\omega t) \cdot (I_{s,h}U_{s,k}h + I_{c,h}U_{c,k}k)}{\omega(h^2 - k^2)}; \quad (13)$$

$$A_4 = \frac{\sin(h\omega t)\sin(k\omega t) \cdot (I_{c,h}U_{s,k}h - I_{s,h}U_{c,k}k)}{\omega(h^2 - k^2)}, \quad (14)$$

для $h \neq k$.

Второе слагаемое описывает мощность соответствующих гармоник тока и напряжения

$$B(t) = \sum_{k=0}^{\infty} \left(B_1 + \frac{B_2 + B_3 + B_4}{k\omega \left[\tan^4 \left(\frac{k\omega t}{2} \right) + 2\tan^2 \left(\frac{k\omega t}{2} \right) + 1 \right]} \right), \quad (15)$$

где

$$B_1 = \frac{I_{c,k}U_{c,k} + I_{s,k}U_{s,k}}{2}t; \quad (16)$$

$$B_2 = (I_{s,k}U_{s,k} - I_{c,k}U_{c,k}) \tan^3 \left(\frac{k\omega t}{2} \right); \quad (17)$$

$$B_3 = 2(I_{c,k}U_{s,k} + I_{s,k}U_{c,k}) \tan^2 \left(\frac{k\omega t}{2} \right); \quad (18)$$

$$B_4 = (I_{c,k}U_{c,k} - I_{s,k}U_{s,k}) \tan \left(\frac{k\omega t}{2} \right), \quad (19)$$

для $h = k$.

После подстановки диапазона $0..2\pi n/\omega$ в (10) и (15), где n – любое целое число, получим:

$$A(t) \Bigg|_{0}^{2\pi n/\omega} = \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{h=0}^{\infty, h \neq k} \left(\frac{A_5}{\omega(h^2 - k^2)} - \frac{A_6}{\omega(h^2 - k^2)} + \frac{A_7}{\omega(h^2 - k^2)} - \frac{A_8}{\omega(h^2 - k^2)} \right); \quad (20)$$

где

$$A_5 = I_{c,h}U_{s,k}(k(\cos(2\pi hn)\cos(2\pi kn)-1) + h\sin(2\pi hn)\sin(2\pi kn)); \quad (21)$$

$$A_6 = I_{s,h}U_{c,k}(h(\cos(2\pi hn)\cos(2\pi kn)-1) + k\sin(2\pi hn)\sin(2\pi kn)); \quad (22)$$

$$A_7 = I_{c,h}U_{c,k}(h\cos(2\pi hn)\sin(2\pi kn) - k\cos(2\pi hn)\sin(2\pi kn)); \quad (23)$$

$$A_8 = I_{s,h}U_{s,k}(h\cos(2\pi hn)\sin(2\pi kn) - k\cos(2\pi kn)\sin(2\pi hn)). \quad (24)$$

Нетрудно заметить, что при целом n все слагаемые выражения (20) обращаются в ноль, что объясняется ортогональностью кратных гармоник.

$$B(t) \Bigg|_{0}^{2\pi n/\omega} = \sum_{k=0}^{\infty} (B_5 + B_6 + B_7 - B_8), \quad (25)$$

где

$$B_5 = \frac{I_{c,k}U_{s,k}\sin^2(2\pi kn)}{2\omega k}; \quad (26)$$

$$B_6 = \frac{I_{s,k}U_{c,k}\sin^2(2\pi kn)}{2\omega k}; \quad (27)$$

$$B_7 = \frac{I_{c,k}U_{c,k}(\sin(4\pi kn) + 4\pi kn)}{4\omega k}; \quad (28)$$

$$B_8 = \frac{I_{s,k}U_{s,k}(\sin(4\pi kn) - 4\pi kn)}{4\omega k}. \quad (29)$$

Первые два слагаемых выражения (25) также обращаются в ноль, а, следовательно, результат будет иметь вид:

$$B(t) \Bigg|_{0}^{2\pi n/\omega} = \frac{\pi n}{\omega} \sum_{k=0}^{\infty} (I_{c,k}U_{c,k} + I_{s,k}U_{s,k}). \quad (30)$$

Тогда

$$\int_0^{2\pi n/\omega} p(t)dt = B(t) \Bigg|_{0}^{2\pi n/\omega} = \frac{\pi n}{\omega} \sum_{k=0}^{\infty} (I_{c,k}U_{c,k} + I_{s,k}U_{s,k}), \quad (31)$$

а значит, средняя мощность за любое целое число периодов равна:

$$P = \frac{1}{2\pi n/\omega} \int_0^{2\pi n/\omega} p(t)dt = \frac{\omega}{2\pi n} \frac{\pi n}{\omega} \sum_{k=0}^{\infty} (I_{c,k}U_{c,k} + I_{s,k}U_{s,k}) = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} (I_{c,k}U_{c,k} + I_{s,k}U_{s,k}) \quad (32)$$

Выразив синусоидальную составляющую через амплитуду гармоники и косинусоидальную составляющую, получим:

$$I_{s,k} = \sqrt{I_{m,k}^2 - I_{c,k}^2}. \quad (33)$$

Найдем экстремумы мощности k -й гармоники:

$$P_k = \frac{1}{2} (I_{c,k}U_{c,k} + I_{s,k}U_{s,k}) = \frac{1}{2} \left(I_{c,k}U_{c,k} + U_{s,k} \sqrt{I_{m,k}^2 - I_{c,k}^2} \right), \quad (34)$$

для чего продифференцируем и приравняем к нулю:

$$U_{c,k} - \frac{I_{c,k}U_{s,k}}{\sqrt{I_{m,k}^2 - I_{c,k}^2}} = 0. \quad (35)$$

Решив уравнение, получим значения для из чего:

$$I_{c,k} = \frac{I_{m,k}U_{c,k}}{\sqrt{U_{c,k}^2 + U_{s,k}^2}} = I_{m,k} \frac{U_{c,k}}{U_{m,k}} \quad (36)$$

$$I_{s,k} = \frac{I_{m,k}U_{s,k}}{\sqrt{U_{c,k}^2 + U_{s,k}^2}} = I_{m,k} \frac{U_{s,k}}{U_{m,k}}. \quad (37)$$

Результаты исследований. Таким образом, экстремум мощности, соответствующей гармонической составляющей возникает тогда, когда косинусоидальная и синусоидальная составляющие тока пропорциональны соответствующим составляющим напряжениям, что эквивалентно совпадению угла сдвига фаз для тока и напряжения соответствующей гармоники.

Далее, для определения абсолютного экстремума функции мощности в зависимости от соотношения гармонических составляющих следует найти соотношение между амплитудами этих гармонических составляющих.

Подставив полученные выражения в (32) получим выражение для мощности:

$$P = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} (I_{c,k}U_{c,k} + I_{s,k}U_{s,k}) = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} (I_{m,k}U_{m,k}). \quad (38)$$

А также для действующего значения тока:

$$I_{RMS} = \sqrt{\frac{\omega}{2\pi n} \int_0^{2\pi n/\omega} \sum_{k=0}^{\infty} I^2 dt}, \quad (39)$$

где

$$I = I_{c,k} \cos(k\omega t) + I_{s,k} \sin(k\omega t); \quad (40)$$

$$\begin{aligned} I_{RMS} &= \sqrt{\frac{\omega}{2\pi n} \sum_{k=0}^{\infty} \left(\frac{I_{c,k}^2 \pi n k + I_{s,k}^2 \pi n k}{\omega k} \right)} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} (I_{c,k}^2 + I_{s,k}^2)} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} I_{m,k}^2}. \end{aligned} \quad (41)$$

Пусть, сигналы тока и напряжения содержат только две гармоники – первую и вторую. Тогда можно записать:

$$I_{RMS} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{I_{m,1}^2 + I_{m,2}^2}, \quad (42)$$

$$P = \frac{1}{2} (U_{m,1}I_{m,1} + U_{m,2}I_{m,2}) \quad (43)$$

и пусть

$$I_{m,2} = K_2 I_{m,1}. \quad (44)$$

Подставив последние выражения в (42), получим:

$$2I_{RMS}^2 = I_{m,1}^2 + K_2^2 I_{m,1}^2, \quad (45)$$

$$I_{m,1} = \sqrt{\frac{2I_{RMS}^2}{1+K_2^2}} I_{m,2} = K_2 \sqrt{\frac{2I_{RMS}^2}{1+K_2^2}}. \quad (46)$$

Тогда можно записать:

$$P = \frac{1}{2} \left(U_{m,1} \sqrt{\frac{2I_{RMS}^2}{1+K_2^2}} + U_{m,2} K_2 \sqrt{\frac{2I_{RMS}^2}{1+K_2^2}} \right). \quad (47)$$

Найдем экстремум по K_2 , для чего продифференцируем и приравняем к нулю:

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dK_2} &= \frac{1}{\sqrt{2}} \left(U_{m,2} \sqrt{\frac{I_{RMS}^2}{1+K_2^2}} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{I_{RMS}^2 U_{m,1} K_2}{(1+K_2^2)^2 \sqrt{\frac{I_{RMS}^2}{1+K_2^2}}} - \frac{I_{RMS}^2 U_{m,2} K_2^2}{(1+K_2^2)^2 \sqrt{\frac{I_{RMS}^2}{1+K_2^2}}} \right) = \\ &= \frac{1}{\sqrt{2}} \left(\frac{I_{RMS}^2 (U_{m,2} - U_{m,1} K_2)}{(1+K_2^2)^2 \sqrt{\frac{I_{RMS}^2}{1+K_2^2}}} \right) = 0. \end{aligned} \quad (48)$$

Решением чего является:

$$K_2 = \frac{U_{m,2}}{U_{m,1}}. \quad (49)$$

Подставив полученное выражение для K_2 во второе уравнение, найдем решение:

$$K_3 = \frac{U_{m,3}}{U_{m,1}}, \quad K_2 = \frac{U_{m,2}}{U_{m,1}}. \quad (50)$$

Аналогичным образом, введя коэффициенты K_4 , K_5 и решив систему уравнений с частными производными можно доказать, что при любом количестве гармоник экстремум функции мощности возникает тогда, когда амплитуды всех гармоник тока пропорциональны амплитудам соответствующих гармоник напряжений.

Коэффициент мощности, характеризующий неидеальность потребителя, может быть найден по формуле:

$$PF = \frac{P_p}{P_{max}} = \frac{P_p}{U_{RMS} I_{RMS}} \leq 1, \quad (51)$$

где P_p – мощность потребителя.

Аналогичным образом можно решить обратную

задачу – определение минимально возможного уровня потерь при известном уровне потребленной мощности.

"Идеальный" потребитель представляет собой постоянное активное сопротивление R_i равное:

$$R_i = \frac{U_{RMS}^2}{P_p}. \quad (52)$$

Тогда действующий ток I_{RMS_i} в идеальном случае:

$$I_{RMS_i} = \frac{U_{RMS}}{R_i} = \frac{U_{RMS}}{\left(\frac{U_{RMS}^2}{P_p}\right)} = \frac{P_p}{U_{RMS}}. \quad (53)$$

А коэффициент потерь можно найти как:

$$\begin{aligned} LF &= \frac{P_L}{P_{Li}} = \frac{rI_{RMS}^2}{rI_{RMS_i}^2} = \\ &= \frac{I_{RMS}^2}{I_{RMS_i}^2} = \frac{U_{RMS}^2 I_{RMS}^2}{P_p^2} \geq 1. \end{aligned} \quad (54)$$

При этом нетрудно убедиться, что:

$$\begin{aligned} LF &= \frac{I_{RMS}^2}{I_{RMS_i}^2} = \frac{I_{RMS}^2}{\left(\frac{P_p}{U_{RMS}}\right)^2} = \\ &= \frac{I_{RMS}^2 U_{RMS}^2}{(P_{max} PF)^2} = \frac{P_{max}^2}{P_{max}^2 PF^2} = \frac{1}{PF^2}. \end{aligned} \quad (55)$$

Следует отметить, что возможен случай, когда $P_p = 0$, тогда коэффициент потерь будет стремиться к бесконечности.

Выводы. Для выполнения оценки качества электропотребления были решены задачи поиска экстремумов мгновенной и средней мощности, а также потерь на активном сопротивлении проводов линий электропередач в отдельной фазе электрической сети. Из полученных соотношений можно сделать следующие выводы.

1. Максимум мощности возникает тогда, когда соотношение амплитуд токов равно соотношению амплитуд напряжений.

2. Независимо от характера напряжения возможная максимальная мощность при фиксированном уровне потерь передается в нагрузку, если она представляет собой постоянное активное сопротивление.

3. Величина максимально возможной мощности равна произведению действующих значений напряжения и тока.

Список литературы

- Гриб О. Г. Контроль потребления электроэнергии с учетом ее

качества / О. Г. Гриб, В. И. Васильченко, В. И. Громадский. – Х.: ХНУРЭ, 2010. – 444 с.

- Гриб О. Г. Проблемы обеспечения синхронизации измерений при определении оценки соответствия качества электрической энергии / О. Г. Гриб, Т. С. Иерусалимова, Д. А. Гапон, Р. В. Жданов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – №6/8 (72). – С. 4–9.
- Сиротин Ю. А. Сбалансированная и разбалансированная составляющая тока в трехфазной несимметричной системе / Ю. А. Сиротин // Вісник Приазовського державного технічного університету. – 2008. – Вип. 18, Ч. 2. – С. 81–87.
- Железко Ю. С. Потери электроэнергии. Реактивная мощность. Качество электроэнергии. Руководство для практических расчетов / Ю. С. Железко. – М.: ЭНАС, 2009. – 456 с.
- Сиротин Ю. А. Компенсация и учет реактивной мощности в электротехнических системах с несимметричными режимами / Ю. А. Сиротин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2014. – 336 с.
- Sokol Y. I. Network-centric technologies for control of three-phase network operation modes / Y. I. Sokol, O. G. Gryb, S. V. Shvets, [et al.] // Electrical engineering & electromechanics. – 2017. – №. 3. – p. 67 – 71.
- Сокол Е. И. Качество электрической энергии. Том 2. Контроль качества электрической энергии / Е. И. Сокол, О. Г. Гриб, А. Ф. Жаркин. – Х.: ПП «Граф-Икс», 2014. – 244 с.
- Sokol Y. I. The development of the theory of instantaneous power of three-phase network in terms of network centrism. / Y. I. Sokol, O. G. Gryb, S. V. Shvets, [et al.] // Electrical engineering & electromechanics. – 2017. – №. 4 – p. 61 – 65.
- Гриб О. Г. Синтез элементов энергосистемы по критерию надежности в условиях кибербезопасности / О. Г. Гриб, С. В. Швец, А. В. Бортников // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Інформатика та моделювання. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 50(1271). – С. 97 – 110.

References (transliterated)

- Grib, O. G., V. I. Vasil'chenko and V. I. Gromadskij *Kontrol' potreblenija elektroenergii s uchetom ee kachestva*. Kharkov: HNURJE Publ., 2010. Print.
- Grib, O. G., et al. "Problemy obespechenija sinhronizacii izmerenij pri opredelenii ocenki sootvetstvija kachestva jekletricheskoj jenergii." *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 6.8 (2014): 4–9. Print.
- Sirotin, Yu. A. "Sbalansirovannaja i razbalansirovannaja sostavlajushchaja toka v trehfaznoj nesimmetrichnoj sisteme." *Visnyk Pryazovs'kogo derzhavnogo tehnichnogo universitetu*. No. 18.2. 2008. 81–87. Print.
- Zhelezko, Yu. S. *Poteri jeklektroenergii. Reaktivnaja moshhnost'. Kachestvo jeklektroenergii. Rukovodstvo dlja prakticheskikh raschetov*. Moscow: JeNAS, 2009. Print.
- Sirotin, Yu. A. *Kompensacija i uchet reaktivnoj moshhnosti v jeklektrotehnicheskikh sistemah s nesimmetrichnymi rezhimami*. Kharkov: NTU "KhPI", 2014. Print.
- Sokol, Y. I., et al. "Network-centric technologies for control of three-phase network operation modes." *Electrical engineering & electromechanics* 3 (2017): 67–71. Print.
- Sokol, E. I., O. G. Grib, and A. F. Zharkin *Kachestvo jekletricheskoj jenergii. Tom 2. Kontrol' kachestva jekletricheskoj jenergii*. Kharkov: PP «Graf-Iks», 2014. Print.
- Sokol, Y. I., et al. "The development of the theory of instantaneous power of three-phase network in terms of network centrism." *Electrical engineering & electromechanics* 4 (2017): 61–65. Print.
- Grib, O. G., S. V. Shvec, and A. V. Bortnikov "Sintez jelementov jenergosistemy po kriteriju nadezhnosti v uslovijah kiberbezopasnosti." *Visnyk NTU "KhPI". Ser.: Informatyka ta modeljuvannja*. No 50(1271). Kharkov: NTU "KhPI", 2017. 97–110. Print.

Поступила (received) 20.04.2018

Определение экстремумов мощности и потерь в отдельной фазе электрической сети / О. Г. Гриб, Т. С. Донецкая, С. В. Швец, А. В. Бортников // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 82–87. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

Определение экстремумов мощности и потерь в отдельной фазе электрической сети / О. Г. Гриб, Т. С. Донецкая, С. В. Швец, А. В. Бортников // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 82–87. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

Determination of the extremes of power and losses in a separate phase of the electrical network / O. G. Gryb, T. S. Donetskaya, S. V. Shvets, A. V. Bortnikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hidrounits. – Kharkov: NTU "KhPI", 2018. – No. 17 (1293). – P. 82–87. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online)

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гриб Олег Герасимович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем; тел.: (057) 707-65-51, (050) 139-24-39.

Гриб Олег Герасимович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой автоматизации и кибербезопасности энергосистем; тел.: (057) 707-65-51, (050) 139-24-39.

Gryb Oleg Gerasimovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, National Technical University " Kharkiv Polytechnic Institute", Head of the Department automation and cybersecurity of electric power systems; tel.: (057) 707-65-51, (050) 139-24-39.

Донецька Тетяна Сергіївна – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем; тел.: (057) 707-65-51; e-mail: iierusalimovat@gmail.com.

Донецкая Татьяна Сергеевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автоматизации и кибербезопасности энергосистем; тел.: (057) 707-65-51; e-mail: iierusalimovat@gmail.com.

Donetskaya Tatyana Sergeevna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor of Department of automation and cybersecurity of electric power systems; tel.: (057) 707-65-51; e-mail: iierusalimovat@gmail.com.

Швец Сергій Вікторович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем; тел.: (067) 768-08-38; e-mail: se55sh32@gmail.com.

Швец Сергей Викторович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автоматизации и кибербезопасности энергосистем; тел.: (067) 768-08-38; e-mail: se55sh32@gmail.com.

Shvets Sergey Viktorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor of Department of automation and cybersecurity of electric power systems; tel.: (067) 768-08-38; e-mail: se55sh32@gmail.com.

Бортников Олександр Вікторович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем; тел.: (067) 900-76-48; e-mail: a42km@ya.ru.

Бортников Александр Викторович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры автоматизации и кибербезопасности энергосистем; тел.: (067) 900-76-48; e-mail: a42km@ya.ru.

Bortnikov Alexander Viktorovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of automation and cybersecurity of electric power systems; tel.: (067) 900-76-48; e-mail: a42km@ya.ru.

A. I. ПАНЧЕНКО, А. А. ВОЛОШИНА, И. А. ПАНЧЕНКО

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМОТОРОВ СЕРИИ PRG

Представлені конструктивні особливості планетарних гідромоторів серії PRG. Обґрунтовано схеми взаємодії елементів витискувальної і розподільної систем. Запропоновано механізм, що компенсує планетарний рух витискувачів, аналогічний роботі планетарного редуктора. Розглянуто рух робочої рідини в розподільній системі. Обґрунтовано використання елементів системи розподілу робочої рідини в якості торцевого ущільнення вихідного кінця вала планетарного гідромотора.

Ключові слова: планетарний гідромотор, витискувальна система, зовнішній і внутрішній витискувачі, компенсуючий механізм, розподільна система, розподільник і золотник, ущільнення вихідного валу, робоча рідина.

Представлены конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. Обоснованы схемы взаимодействия элементов вытеснительной и распределительной систем. Предложен механизм, компенсирующий планетарное движение вытеснителей, аналогичный работе планетарного редуктора. Рассмотрено движение рабочей жидкости в распределительной системе. Обосновано использование элементов системы распределения рабочей жидкости в качестве торцевого уплотнения выходного конца вала планетарного гидромотора.

Ключевые слова: планетарный гидромотор, вытеснительная система, внешний и внутренний вытеснители, компенсирующий механизм, распределительная система, распределитель и золотник, уплотнение выходного вала, рабочая жидкость.

The paper presents design features of the planetary hydraulic motors of PRG series as well as their displacement and distribution systems. Four standard unified motor series (PRG-33, PRG-22, PRG-11 and PRG-8) have been developed. The hydraulic motors have power of 33, 22, 11 and 8 kW. Rotational speed, which the motors provide, ranges from 1420 to 75 rpm according to the power change. The hydraulic motors of each unified series have the same connecting dimensions and input characteristics and differ in linear dimensions, mass and output characteristics according to the working volume change from 35 to 1600 cm³. The unification level of the motors in each series is up to 85 %. The schemes of interaction between elements of the displacement and distribution systems are justified. A mechanism, which compensates the planetary motion of displacers, is proposed. Its work is similar to the work of the planetary reducer. The movement of working fluid in the distribution system has been considered. The use of the elements of the working fluid distribution system as a face seal of an output end for PRG motor shaft is justified.

Key words: planetary hydraulic motor, displacement system, external and internal displacers, compensating mechanism, distribution system, distributor and valve, output shaft seal, working fluid.

Введение. Непрерывно возрастающие масштабы производства мобильной техники делают особенно актуальным вопрос, гидрофикации ее активных рабочих органов. Недостаточно широкое применение силовых гидроприводов, как у нас в стране, так и за рубежом, объясняется ограниченной номенклатурой гидромашин и их низкими выходными характеристиками. Современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин, а также новых подходов в решении проблемы улучшения выходных характеристик гидроприводов с гидромашинами вращательного действия.

Для привода активных рабочих органов мобильной техники используются различные типы гидравлических машин [1–4], но особое внимание уделяется орбитальным гидромоторам [5–7]. Эти гидромоторы имеют высокий страгивающий момент, устойчиво работают в низком диапазоне частот вращения и обеспечивают режимы работы с высоким КПД во всем диапазоне регулирования и допускают форсирование по давлению. Большим преимуществом этих гидромоторов является возможность установки их непосредственно в приводные механизмы транспортеров, лебедок, битеров, мотор-колес и т.д.

Отличительными особенностями конструктивного исполнения рассматриваемых гидромоторов серии PRG, от других известных конструкций орбитальных гидромоторов [6–17], являются наличие механизма, компенсирующего орбитальное движение вытеснителей,

выполненного в виде зубчатой пары с внутренним эвольвентным зацеплением, а также узла уплотнения выходного конца вала гидромотора выполненным совместно с торцевой системой распределения рабочей жидкости [18–21].

Поэтому, разработка типоразмерных унифицированных рядов планетарных гидромоторов с высокими выходными характеристиками, обусловленными оригинальным конструктивным исполнением вытеснительной системы, с циклоидальным профилем вытеснителей, механизма, компенсирующего орбитальное движение вытеснителей и распределительной системы, создающей вращающееся гидравлическое поле, является одной из актуальных задач развития современной мобильной техники.

Анализ последних исследований. В последние годы идет напряженный поиск конструктивных решений новых гидромашин объемного действия и совершенствование их существующих конструкций с целью создания гидромашин с максимально простой конструкцией и технологией изготовления при минимальной стоимости; разработки высокомоментных низкооборотных гидромоторов, рабочие элементы которых имеют низкую скорость перемещения относительно друг друга и обладают высокой нагрузочной способностью; создания гидромашин, надежных в эксплуатации, имеющих высокий коэффициент полезного действия, относительно небольшие габариты и вес.

В настоящее время большое внимание уделено орбитальным гидромашинам. При проектировании орбитальных и героторных гидромашин [6–12]

учтены силы действующие в зубчатом зацеплении, математические модели, описывающие изменение нагрузок в нем и трибологические изменения геометрии рабочих поверхностей роторов этих гидромашин, программы для проектирования зубчатых поверхностей, учитывающие уравнения гидродинамики движения жидкости в рабочих камерах. Однако не рассмотрены вопросы, связанные с компенсацией орбитального движения роторов. При формировании массово-габаритных показателей планетарных гидромашин важное значение, уделяется механизму компенсирующему планетарное движение одного из вытеснителей. В планетарных гидромоторах серии PRG в качестве компенсирующего механизма, используется дополнительное зубчатое зацепление.

В работах [13–17] рассмотрено моделирование течения рабочей жидкости по каналам героторных и планетарных гидромоторов, обоснованы причины возникновения кавитационных явлений в зоне распределения, а также геометрические, математические и гидродинамические модели, позволяющие исследовать влияние геометрических параметров проточных частей на выходные характеристики гидромотора. Однако не рассмотрены вопросы, связанные с уплотнением выходного конца вала гидромотора.

Необходимо отметить, что в гидромоторах серии PRG, компенсирующий механизм конструктивно связан с вытеснительной системой, а уплотнение выходного конца вала – с распределительной системой. Распределительная система планетарного гидромотора создает врачающееся гидравлическое поле, необходимое для работы его вытеснительной системы и состоит из вращающегося распределителя и неподвижного золотника.

Гидромоторы серии PRG выполнены таким образом, что их корпус находится под давлением рабочей жидкости. Такая конструкция гидромотора позволяет повысить его объемный КПД, но при этом требует нестандартного решения по уплотнению выходного конца вала этого гидромотора.

Таким образом, в планетарных гидромоторах серии PRG, можно выделить четыре основных узла, определяющие эксплуатационную эффективность этих гидромашин – блок вытеснителей, распределительное устройство, механизм, компенсирующий планетарное движение одного из вытеснителей и уплотнение выходного конца вала гидромотора.

Постановка проблемы. На сегодняшний день, одной из причин, сдерживающих широкое использование гидропривода активных рабочих органов мобильной техники являются ограниченность номенклатуры существующих высокомоментных низкооборотных гидромоторов, а также отсутствие комплексных исследований в области проектирования планетарных гидромашин. Следовательно, разработка унифицированных рядов планетарных гидромоторов с заданными выходными характеристиками, является одной из актуальных задач развития гидропривода активных рабочих органов мобильной техники.

Цель исследования. Повышение эффективности использования приводов активных рабочих органов и ходовых систем самоходной техники путем разработки типоразмерных унифицированных рядов планетарных гидромоторов с заданными выходными характеристиками.

Основная часть. Для повышения эффективности использования приводов активных рабочих органов и ходовых систем самоходной техники разработаны типоразмерные унифицированные ряды планетарных гидромоторов PRG с заданными выходными характеристиками. Планетарные гидромоторы серии PRG [20] представлены четырьмя типоразмерными рядами унифицированных гидромоторов: PRG-33, PRG-22, PRG-11 и PRG-8 (рис. 1).

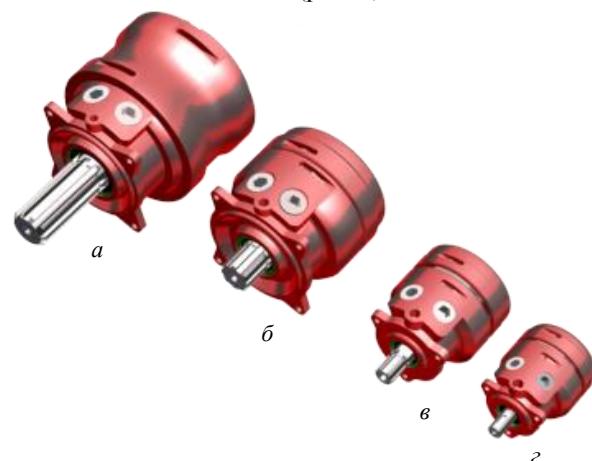


Рис. 1 – Планетарные гидромоторы серии PRG:
а – PRG-33; б – PRG-22; в – PRG-11; г – PRG-8.

Типоразмерный ряд унифицированных гидромоторов серии PRG-33 (рис. 1, а) номинальной мощностью 33 кВт, представляет собой четыре гидромотора с рабочими объемами 800, 1000, 1250 и 1600 см³ с номинальной частотой вращения вала гидромотора 150, 120, 96 и 75 мин⁻¹, соответственно.

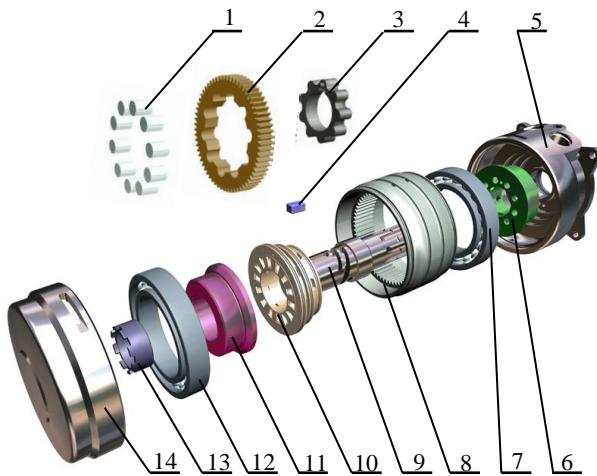
Серия гидромоторов PRG-22 (рис. 1, б) представлена семью гидромоторами мощностью 22 кВт, с рабочими объемами 160, 200, 250, 320, 400, 500 и 630 см³ и номинальной частотой вращения вала гидромотора 600, 480, 380, 300, 240, 190 и 150 мин⁻¹, соответственно.

Планетарные гидромоторы серии PRG-11 (рис. 1, в) номинальной мощностью 11 кВт представлены семью гидромоторами с рабочим объемом 50, 63, 80, 100, 125, 160 и 200 см³ и номинальной частотой вращения вала гидромотора 940, 746, 587, 470, 376, 294 и 235 мин⁻¹, соответственно.

Гидромоторы унифицированного ряда серии PRG-8 (рис. 1, г) номинальной мощностью 8 кВт, представляют собой семь гидромоторов, с рабочими объемами 35, 40, 50, 63, 80, 100 и 125 см³ и номинальной частотой вращения вала гидромотора 1420, 1135, 910, 722, 555, 445 и 335 мин⁻¹, соответственно.

Все планетарные гидромоторы серии PRG

выполнены по одной кинематической схеме (рис. 2) и имеют одинаковые присоединительные размеры и входные характеристики и отличаются линейным габаритным размером, массой и выходными характеристиками, в соответствии с рабочим объемом.



Шестерня 3, с наружными зубьями, устанавливается на валу гидромотора 9 и через шпонку 4 передает крутящий момент на вал 9. Охватывающий вытеснитель 2 имеет внутренние цилиндрические проточки под ролики 1 образующие его внутреннюю зубчатую поверхность. Эта зубчатая поверхность, контактируя с наружной зубчатой поверхностью шестерни 3, образуют рабочие камеры вытеснительной системы гидромотора, с геометрией, определенной внутренним зубчатым зацеплением с гипоциклоидальным профилем зубьев. Торцевыми ограничителями (замыкателями) рабочих камер вытеснительной системы, являются соответствующие торцевые поверхности щеки 11 и распределителя 10.

В связи с тем, что работа вытеснительной системы и компенсирующего механизма гидромоторов серии PRG аналогична работе планетарного редуктора (рис. 3), гидромоторы такого типа получили название – планетарные. Солнечной шестерней 1, в рассматриваемых гидромоторах, является охватываемый вытеснитель, установленный на валу гидромотора. Центр вращения солнечной шестерни 1 расположен концентрично геометрическому центру коронной шестерни 3, выполняющей функции корпуса гидромотора. Сателлитом 2, в данной серии гидромоторов, является охватывающий вытеснитель, который контактирует своими внутренними зубьями (роликами) с зубьями солнечной шестерни 1, образуя вытеснительную систему с внутренним зубчатым гипоциклоидальным зацеплением [19, 20].

Внешняя, эвольвентная зубчатая поверхность

сателлита 2 взаимодействует с внутренней эвольвентной зубчатой поверхностью коронной шестерни 3. Необходимо отметить, что эвольвентное внутреннее зубчатое зацепление, образованное внешней зубчатой поверхностью сателлита 2 и внутренними зубьями коронной шестерни 3, в планетарных гидромоторах серии PRG, одновременно является механизмом, компенсирующим планетарное движение сателлита 2. При их работе, сателлит 2, под действием гидравлического поля, обкатывается вокруг солнечной шестерни 1, со скоростью вращения гидравлического поля, поворачиваясь при этом, в противоположную сторону. Вращающееся гидравлическое поле, создаваемое распределительной системой планетарного гидромотора серии PRG, выполняет роль водила (кривошипа) планетарного редуктора.

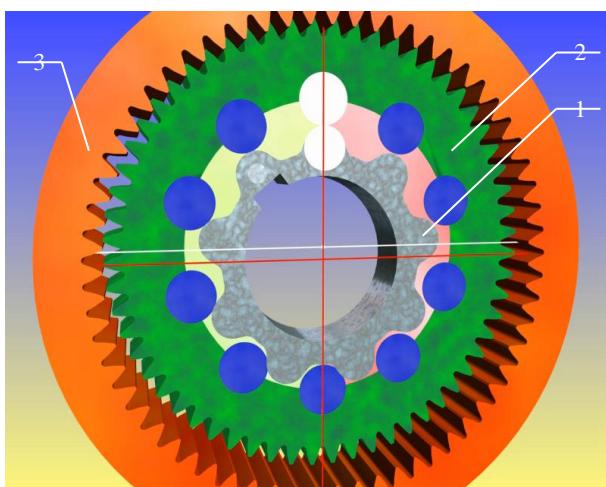


Рис. 3 – Схема расположения элементов вытеснительной системы и компенсирующего механизма:

- 1 – солнечная шестерня (охватываемый вытеснитель);
- 2 – сателлит (охватывающий вытеснитель);
- 3 – коронная шестерня (корпус).

За один оборот гидравлического поля (рис. 3) солнечная шестерня 1 поворачивается на один зуб по отношению к сателлиту 2, который, в это же время, обкатывается внутри коронной шестерни 3, поворачиваясь в ту же сторону, что и солнечная шестерня 1. Следовательно, полный оборот вала гидромотора (солнечная шестерня) совершил за несколько оборотов гидравлического поля, определяемое кинематической взаимосвязью солнечной шестерни, сателлита и коронной шестерни. Поэтому, планетарные гидромоторы обладают достаточно большим рабочим объемом, а значит, имеют низкую частоту вращения и высокий крутящий момент, что чаще всего необходимо для привода активных рабочих органов мобильной техники.

Анализ рассмотренной кинематической схемы расположения элементов вытеснительной системы и компенсирующего механизма в планетарных гидромоторах серии PRG, показывает, что предложенная кинематика позволяет также разрабатывать планетарные гидромоторы с большой

(более 80 кВт) мощностью и большим (более 10000 см³) рабочим объемом. Необходимо отметить, что разработка планетарных гидромоторов с аналогичными параметрами мощности и объема, при использовании других кинематических схем [19], применяемых в гидромашинах подобного типа (орбитальные, геролерные, героторные), является достаточно трудной задачей.

С целью формирования гидравлического поля, необходимого для работы вытеснительной системы гидромоторов серии PRG, применяется торцевая распределительная система [17, 18, 21, 22], состоящая из передней крышки, золотника, распределителя и вала гидромотора (рис. 4). Золотник (рис. 4, а), установленный в переднюю крышку (рис. 4, б) образует узел подвода-отвода рабочей жидкости к гидромотору. Распределитель (рис. 4, в), установленный на валу гидромотора (рис. 4, г) образует узел распределения, подводящий (отводящий) рабочую жидкость к рабочим камерам гидромотора. При работе распределительной системы золотник (рис. 4, а), установленный в переднюю крышку неподвижен, а распределитель (рис. 4, в), установленный на валу гидромотора (рис. 4, г), вращается относительно золотника (рис. 4, а). Контактирование торцевых поверхностей золотника (рис. 4, а) и распределителя (рис. 4, в), имеющих специальные окна, образует зону формирования гидравлического поля, необходимого для работы вытеснительной системы планетарного гидромотора серии PRG.

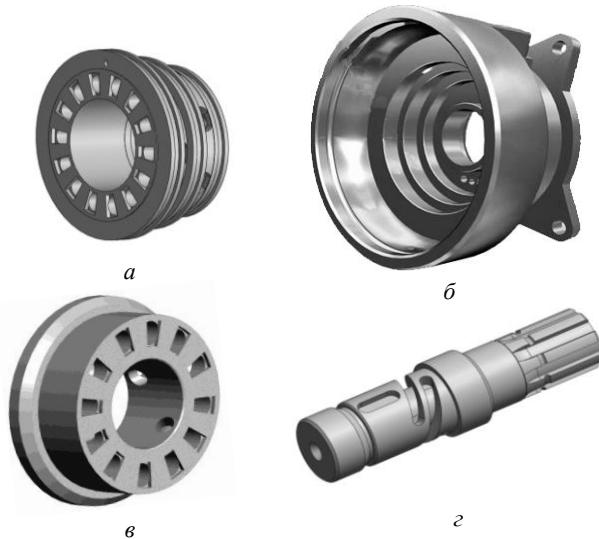


Рис. 4 – Элементы распределительной системы планетарного гидромотора серии PRG:
а – золотник; б – передняя крышка;
в – распределитель; г – вал.

Конструктивно, узел подвода-отвода рабочей жидкости выполнен таким образом, что при работе гидромотора происходит постоянное контактирование (поджим) золотника и распределителя с заданным усилием. Контактируемые, в процессе работы, торцевые поверхности золотника и распределителя, одновременно выполняют функции торцевого

уплотнения выходного конца вала от высокого давления, создаваемого в корпусе гидромотора.

Схема расположения распределительных окон в зоне формирования гидравлического поля (рис. 5), образованного сегментными окнами, расположенными на торцевых поверхностях золотника и распределителя, наглядно показывает образование зон нагнетания и слива при подводе (отводе) рабочей жидкости к рабочим камерам гидромотора.

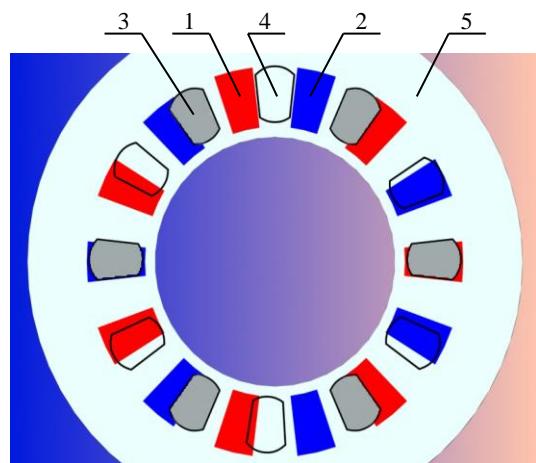


Рис. 5 – Схема расположения распределительных окон в зоне формирования гидравлического поля:

1 – окна нагнетания золотника; 2 – окна слива золотника;
3 – рабочие окна распределителя; 4 – разгрузочные окна распределителя; 5 – поверхность золотника.

На торцевой поверхности неподвижного золотника 5 выполнены окна нагнетания 1 и слива 2 (рис. 5). С этими окнами, контактируют разгрузочные 3 и рабочие 4 окна распределителя, расположенные на его торцевой поверхности. Количество распределительных окон золотника всегда на два больше, чем распределителя. Наложение разгрузочных 3 и рабочих 4 окон распределителя на окна нагнетания 1 и слива 2 золотника позволяет получить схему мгновенного положения фаз распределения рабочей жидкости в рассматриваемой распределительной системе планетарного гидромотора серии PRG (рис. 5).

Анализ схемы расположения распределительных окон в зоне формирования гидравлического поля (рис. 5) показывает, что рабочие окна 3 распределителя, расположенные справа (от вертикальной оси симметрии), контактируют с окнами нагнетания 1 золотника, образуя зону нагнетания в рабочих камерах гидромотора. В левой части схемы, рабочие окна 3 распределителя контактируют с окнами слива 2 золотника, образуя зону слива. При работе гидромотора, зоны нагнетания и слива движутся синхронно с вращением распределителя, образуя постоянно вращающееся гидравлическое поле (водило), действующее на охватывающий вытеснитель (сателлит). Разгрузочные окна 3 распределителя не принимают участия в распределении рабочей жидкости и служат только для уравновешивания силы давления рабочей жидкости, действующей на торцевые поверхности золотника и

распределителя.

Схема движения рабочей жидкости (рис. 6) в узле подвода-отвода планетарного гидромотора серии PRG демонстрирует ее перемещение к узлу распределения и обратно. Золотник 4, установленный в передней крышке 1 гидромотора, обеспечивает непрерывный контакт узла подвода-отвода рабочей жидкости с распределительным узлом в зоне формирования гидравлического поля. Кольцевые каналы 5, выполненные на золотнике 4, соединены с полостями подвода 2 и отвода 3 рабочей жидкости, выполненными в передней крышке 1. Рабочая жидкость из кольцевых каналов 5 по радиальным каналам 6 попадает в окна нагнетания и слива 7 золотника 4, и возвращается обратно.

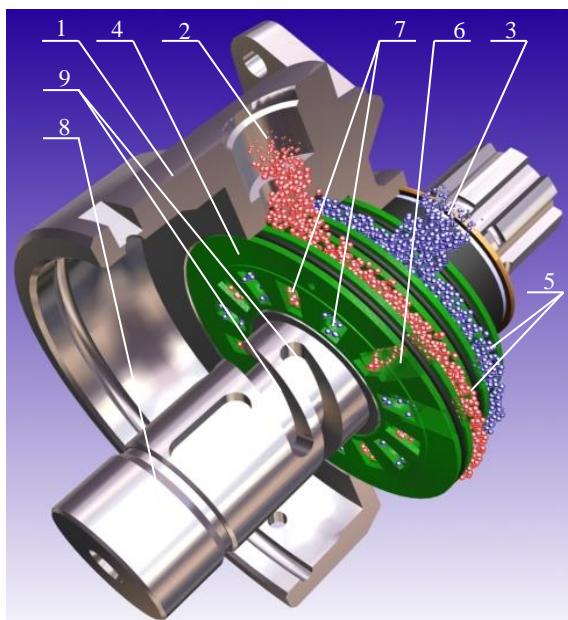


Рис. 6 – Схема движения рабочей жидкости в узле подвода-отвода для гидромоторов серии PRG:

- 1 – передняя крышка; 2 – подвод рабочей жидкости под давлением; 3 – слив рабочей жидкости; 4 – золотник;
- 5 – кольцевые каналы; 6 – радиальные каналы;
- 7 – распределительные окна нагнетания и слива; 8 – вал.

В распределительных системах планетарных гидромоторов серии PRG количество распределительных окон нагнетания и слива 7, находящихся на торцевой поверхности золотника 4, всегда четное. Окна нагнетания и слива чередуются через одно. Рабочая жидкость, вышедшая из окон нагнетания и слива 7 золотника 4 (рис. 6), в зоне формирования гидравлического поля (рис. 5), подводится (отводится) к рабочим 3 и разгрузочным 4 окнам распределителя. Далее, по каналам распределителя рабочая жидкость подводится (отводится) к рабочим камерам гидромотора.

Схема движения рабочей жидкости в распределительном узле планетарного гидромотора серии PRG представлена на рис. 7. Рабочая жидкость 1, движущаяся под давлением (рис. 7), подводится к золотнику 3, и через систему каналов 4, подается к зоне контакта золотника 3 с распределителем 5,

которые образуют зону формирования гидравлического поля. Далее, рабочая жидкость, формируется в два потока: поток жидкости под высоким давлением, подводимый к рабочим камерам 7 гидромотора – зона нагнетания и поток жидкости, отводимый от рабочих камер 7 с низким давлением – зона слива. Рабочие камеры 7 гидромотора образованы зубчатыми поверхностями охватывающего 8 и охватываемого 9 вытеснителей и соединены с зоной формирования гидравлического поля системой каналов 6 распределителя 5.

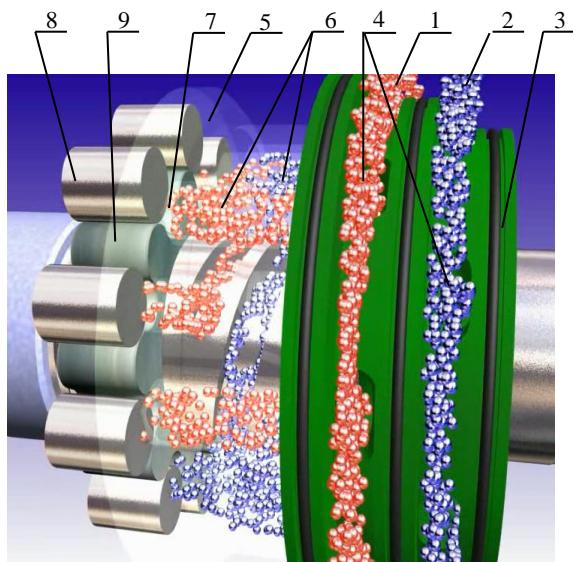


Рис. 7 – Схема движения рабочей жидкости в распределительном узле гидромоторов серии PRG:

- 1 – подводящаяся рабочая жидкость под давлением;
- 2 – отводящаяся рабочая жидкость на слив; 3 – золотник;
- 4 – радиальный канал золотника; 5 – распределитель (прозрачный); 6 – система каналов распределителя;
- 7 – рабочие камеры вытеснительной системы; 8 – зубья охватывающего вытеснителя;
- 9 – охватываемый вытеснитель.

Рабочая жидкость 1, подведенная под высоким давлением к рабочим камерам 7 гидромотора, приводит в движение его вытеснительную систему (аналогично водилу планетарного редуктора), совершая при этом полезную работу – вращение вала гидромотора с заданной частотой вращения и необходимым крутящим моментом. Далее, рабочая жидкость, отводимая от рабочих камер 7, попадает в зону слива и проходит весь путь по распределительному узлу в обратной последовательности, попадая к соответствующему каналу золотника 3, для отвода рабочей жидкости 2 на слив.

Анализ схем взаимодействия элементов распределительной системы в планетарных гидромоторах серии PRG, показывает, что предложенную систему распределения можно использовать при разработке планетарных гидромоторов с большим (более 10000 см³) рабочим объемом и большой (более 80 кВт) мощностью. В тоже время, необходимо отметить, что

рассматриваемая распределительная система неприемлема при разработке планетарных гидромоторов мощностью менее 8–6 кВт и рабочим объемом меньше 30 см³.

Особенностью предложенной кинематической схемы взаимодействия элементов вытеснительной системы в гидромоторах серии PRG (рис. 8), в отличии от других кинематических схем планетарных (орбитальных) гидромашин, является наличие зоны высокого давления «B» в корпусе 6 рассматриваемого гидромотора. Высокое давление, в корпусе 6, создается в результате попадания рабочей жидкости, находящейся в рабочих камерах блока вытеснителей 5 под давлением нагнетания, в зону «B», через зазоры образованные торцевыми поверхностями элементов блока вытеснителей 5, торцовой поверхностью распределителя 4 и торцевым замыкателем (щекой) 8. Задняя крышка 9 завершает конструкцию гидромотора.

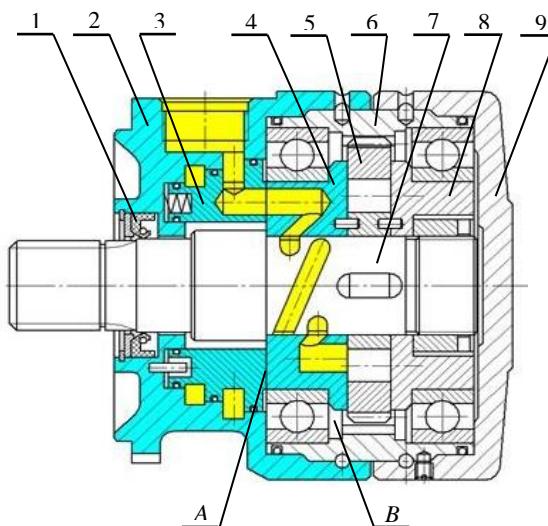


Рис. 8 – Планетарно-роторный гидромотор серии PRG:
1 – уплотнение; 2 – передняя крышка; 3 – золотник;
4 – распределитель; 5 – блок вытеснителей; 6 – корпус;
7 – вал; 8 – щека (торцевой замыкатель); 9 – задняя крышка;
A – зона формирования гидравлического поля;
B – зона высокого давления

После заполнения зоны «B», давление в этой зоне и в рабочих камерах блока вытеснителей 5 выравнивается, что предотвращает дальнейшую утечку жидкости из рабочих камер по торцевым зазорам. В результате такой «герметизации» торцевых утечек, объемный КПД вытеснительного узла значительно повышается и положительно влияет на увеличение объемного КПД гидромотора, достигая при этом значения 0,9 и выше.

Наличие высокого давления в корпусе 6 гидромотора (рис. 8), предъявляет дополнительные требования к элементам уплотнения выходного конца вала 7 гидромотора. Рассматриваемое уплотнение должно быть торцевого типа, иметь возможность охлаждения и смазки контактируемых (трущихся) поверхностей, при этом их шерховатость, в местах контакта, не должна превышать $R_z = 0,1 \dots 0,05 \text{ мкм}$ [23].

В этой связи, при проектировании распределительной системы гидромоторов серии PRG, решалась задача совмещения элементов распределительной системы и уплотнительного устройства. Поэтому, распределитель 4 и золотник 3, проектировались таким образом, чтобы их поверхности, образующие зону формирования гидравлического поля «A», одновременно выполняли функции торцевого уплотнения.

В процессе работы гидромотора (рис. 8), рабочая жидкость, от передней крышки 2, через систему каналов подводится к рабочим камерам блока вытеснителей 5. Проходя через золотник 3 и распределитель 4, рабочая жидкость, охлаждает и смазывает контактируемые поверхности в зоне формирования гидравлического поля «A». Шерховатость контактируемых поверхностей не превышает $R_z = 0,1 \dots 0,05 \text{ мкм}$.

Таким образом в планетарно-роторных гидромоторах серии PRG, элементы системы распределения рабочей жидкости одновременно выполняют функции торцевого уплотнения выходного конца вала гидромотора. Уплотнение 1, манжетного типа (рис. 8), выполняет функции обычного уплотнения выходного конца вала гидромотора, предусмотренного в гидромашинках аналогичных конструкций.

Выводы. 1. Разработанные планетарные гидромоторы серии PRG предназначены для гидрофикации приводов активных рабочих органов мобильной техники. Они представлены четырьмя типоразмерными унифицированными рядами гидромоторов PRG-33, PRG-22, PRG-11 и PRG-8 с номинальной мощностью 33, 22, 11 и 8 кВт, которые способны обеспечить частоту вращения рабочего органа в диапазоне от 1420 до 75 об/мин при соответственном изменении мощности. Гидромоторы каждого унифицированного ряда имеют одинаковые присоединительные размеры и входные характеристики, а отличаются линейным габаритным размером, массой и выходными характеристиками, в диапазоне изменения рабочего объема от 35 до 1600 см³.

2. Эксплуатационная эффективность гидромоторов серии PRG определяется четырьмя основными узлами – блок вытеснителей, распределительное устройство, механизм, компенсирующий планетарное движение одного из вытеснителей и уплотнение выходного конца вала гидромотора.

3. Обоснованы схемы взаимодействия элементов вытеснительной и распределительной систем. Предложены механизм, компенсирующий планетарное движение вытеснителей, аналогичный работе планетарного редуктора, а также торцевое уплотнение выходного конца вала гидромотора, выполненное на основе элементов распределительной системы. Анализ рассмотренной кинематической схемы расположения элементов вытеснительной системы и компенсирующего механизма, а также взаимодействия элементов распределительной системы в гидромоторах

серии PRG, показывает, что предложенная кинематика позволяет разрабатывать планетарные гидромоторы с большой (более 80 кВт) мощностью и большим (более 10000 см³) рабочим объемом.

Список литературы

1. Engineering Essentials: Hydraulic Motors. Hydraulics & Pneumatics, 2012. – Available at: <http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/6427/TechZone-HydraulicPumpsM>.
2. Hydraulic Motors. Hydraulics & Pneumatics, 2016. – Available at: <http://www.hydraulicspneumatics.com/datasheet/hydraulic-motors-pdf-download>.
3. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1971. – 672 с.
4. Бирюков В. Н. Роторно-поршневые гидравлические машины / В. Н. Бирюков. – М. : Машиностроение, 1977. – 152 с.
5. Ерасов Ф. Н. Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф. Н. Ерасов. – К: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.
6. Stryczek J. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump / J. Stryczek, S. Bednarczyk, K. Biernack // Archives of Civil and Mechanical Engineering. – 2014. – Vol. 14, Is. 4. – P. 647–660.
7. Stryczek J. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research / J. Stryczek, S. Bednarczyk, K. Biernack // Archives of Civil and Mechanical Engineering. – 2014. – Vol. 14, Is. 3. – P. 391–397.
8. Choi T. H. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves / T. H. Choi, M.S. Kim, G.S. Lee, [et al.] // Journal of Mechanical Design. – 2012. – Vol. 134, Is. 1. – P. 449–454.
9. Chang Y. J. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump / Y. J. Chang, J. H. Kim, C.H. Jeon, [et al.] // Journal of Mechanical Design. – 2006. – Vol. 129, Is. 10. – P. 1099–1105.
10. Gamez-Montero P. J. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB / P. J. Gamez-Montero, M. Garcia-Vilchez, G. Raush, [et al.] // Journal of Mechanical Design. – 2012. – Vol. 134, Is. 5.
11. Marcu I. L. Interconnection Possibilities for the Working Volumes of the Alternating Hydraulic Motors / I. L. Marcu, I. I. Pop // Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara. Special issue: Transactions on Mechanics: The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics. – 2004. – № 49. – P. 365–370.
12. Altare G. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability / G. Altare, M. Rundo // Journal of Fluids Engineering. – 2016. – Vol. 38, Is. 11.
13. Velev E. Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulatio / E. Velev // XV International Scientific Conference: Renewable Energies and Innovative Technologies. Smolyan. Bulgaria, 2016. – P. 64–66.
14. Ivanovic L. Analysis of forces and moments in gerotor pumps / L. Ivanovic, N. Miric, G. Devedzic, [et al.] // Journal of Mechanical Engineering Science. – 2010. – Vol. 224, Is. 10. – P. 2257–2269.
15. Chiu-Fan H. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs / H. Chiu-Fan // Journal of Fluids Engineering. – 2015. – Vol. 137, Is. 4.
16. Ding H. A CFD model for orbital gerotor motor / H. Ding, J.X. Lu, H. Jiang // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2012. – Vol. 15, Is. 6.
17. Panchenko A. Modeling of the distribution system of planetary hydraulic motors type PRG / A. Panchenko, A. Voloshina, O. Bolyansky, [et al.] // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – № 3.
18. Панченко А. И. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография / А. И. Панченко, А. А. Волошина. – Мелитополь: Люкс, 2016. – 236 с.
19. Волошина А. А. Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники / А. А. Волошина // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь : ТДАТУ, 2013. – Т. 1, вип. 3.– С. 65–86.
20. Панченко А. И. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // MOTROL. – 2015. – Vol. 17, No 9. – С. 29–36.
21. Панченко А. И. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 20(1192).– С. 46–52.
22. Панченко А. И. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідromотора / А. И. Панченко, А. А. Волошина, А. И. Засядько // Праці ТДАТУ.– Мелітополь: ТДАТУ, 2017. – Т. 3, вип. 17. – С. 33 – 50.
23. Панченко А. И. Методика контролю точності ізготовлення елементів витеснительних і распределительных систем планетарных гидромашин / А. И. Панченко, А. А. Волошина, С. Д. Гуйва [и др.] // Праці ТДАТУ.– Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Т. 2, вип. 16. – С. 3–27.

References (transliterated)

1. Engineering Essentials: Hydraulic Motors. Hydraulics & Pneumatics, 2012. <<http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/6427/TechZone-HydraulicPumpsM>>.
2. Hydraulic Motors. Hydraulics & Pneumatics, 2016. <<http://www.hydraulicspneumatics.com/datasheet/hydraulic-motors-pdf-download>>.
3. Bashta, T. M. Mashinostroitel'naya gidravlika. Moscow: Mashinostroyeniye, 1971. Print.
4. Biryukov, B. N. Rotorno-porshnevyye gidravlicheskiye mashiny. Moscow: Mashinostroyeniye, 1977. Print.
5. Yerasov, F. N. Novyye planetarnyye mashiny gidravlicheskogo privoda. Kiev, 1969. Print.
6. Stryczek, J., S. Bednarczyk and K. Biernack "Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump" Archives of Civil and Mechanical Engineering 14.4 (2014): 647–660. Print.
7. Stryczek, J., S. Bednarczyk and K. Biernack "Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research" Archives of Civil and Mechanical Engineerin. 14.3 (2014): 391–397. Print.
8. Choi, T. H., et al. "Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves" Journal of Mechanical Design. 134.1 (2012). Print.
9. Chang, Y. J., et al. "Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump" Journal of Mechanical Design. 129.10 (2006): 1099–1105. Print.
10. Gamez-Montero, P. J., et al. "Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB" Journal of Mechanical Design. 134.5 (2012). Print.
11. Marcu, I. L. and I. I. Pop "Interconnection Possibilities for the Working Volumes of the Alternating Hydraulic Motors" Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara. Special issue: Transactions on Mechanics: The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics. No 49. 2004. 365–370. Print.
12. Altare, G. and M. Rundo "Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability" Journal of Fluids Engineering. 38.11 (2016). Print.
13. Velev, E. "Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulatio" XV International Scientific Conference: Renewable Energies and Innovative Technologies. Smolyan: Bulgaria, 2016. 64–66. Print.
14. Ivanovic, L. et al. "Analysis of forces and moments in gerotor pumps" Journal of Mechanical Engineering Science. 224.10 (2010): 2257–2269. Print.
15. Chiu-Fan, H. "Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs" Journal of Fluids Engineering. 137.4 (2015) Print.
16. Ding, H. A, J. X. Lu, and I. Jiang "CFD model for orbital gerotor motor" IOP Conference Ser.: Earth and Environmental Science. No 15.6. 2012. Print.
17. Panchenko, A., et al. "Modeling of the distribution system of planetary hydraulic motors type PRG" Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 3 (2018) Print.
18. Panchenko, A. I. and A. A. Voloshina Planetarno-rotornyye

- gidromotory. *Raschet i proyektirovaniye: monografiya*. Melitopol: Lyuks, 2016. Print.
19. Voloshyna, A. A. "Konstruktyvnye osobennosti hydromashyn planetarnoho typa, prymenyayemykh v hydroahrehatakh mobyl'noy tekhniki" *Naukovyy visnyk TSATU*. Melitopol: TSATU, 2013. No 3.1. 65–86. Print.
20. Panchenko, A.I., A. A. Voloshina and I. A. Panchenko "Razrabotka planetarnykh gidromotorov dlya silovykh gidroprivodov mobil'noy tekhniki", // *MOTROL*. No 17.9. 2015. 29-36. Print.
21. Panchenko, A. Y., A. A. Voloshyna, and Y. A. Panchenko "Sposoby raspredeleniya rabochey zhydkosti v planetarnykh hydromashynakh" *Bulletin of NTU "KhPI"*. Ser.: *Hydraulic machines and hydraulic units*. No 20(1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 46–52. Print.
22. Panchenko, A. I., A. A. Voloshyna, and A. I. Zasyad'ko "Vplyv konstruktyvnykh osoblyvostey tortsevoi rozpodil'noyi sistemy na funktsional'ni parametry planetarnoho hidromotora" *Pratsi TSATU*. Melitopol, 2017. No. 17.3. 33–50. Print.
23. Panchenko, A. Y. et al. "Metodyka kontrolya tochnosti yz-hotovlenyya elementov vytessnyel'nykh y raspredelyetlynykh system planetarnykh hydromashyn" *Pratsi TSATU*. Melitopol, 2016. No. 16.2. 3–27. Print.

Поступила (received) 02.04.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17(1293) – С. 88–95 – Бібліогр.: 23 назв. – ISSN 2411-3441.

Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17(1293) – С. 88–95. – Бібліогр.: 23 назв. – ISSN 2411-3441.

Design features of the planetary hydraulic motors of PRG series / A. I. Panchenko, A. A. Voloshina, I. A. Panchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – No. 17 (1293). – P. 88–95. – Bibliogr.: 23. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Панченко Анатолій Іванович – доктор технічних наук, професор, Таврійський державний агротехнологічний університет, завідувач кафедри мобільних енергетичних засобів, м. Мелітополь; тел.: (097)55-40-500, e-mail: tia_tgatu@ukr.net.

Панченко Анатолій Іванович – доктор технических наук, профессор, Таврический государственный агротехнологический университет, заведующий кафедрой мобильных энергетических средств, г. Мелитополь; тел.: (097)55-40-500, e-mail: tia_tgatu@ukr.net.

Panchenko Anatoly Ivanovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Tavria State Agrotechnological University, Head of the Department of mobile power means, Melitopol; tel.: (097)55-40-500, e-mail: tia_tgatu@ukr.net.

Волошина Анжела Анатольївна – доктор технічних наук, професор, Таврійський державний агротехнологічний університет, професор кафедри мобільних енергетичних засобів, м. Мелітополь; тел.: (097)526-26-03, e-mail: voloshinaaa2012@gmail.com.

Волошина Анжела Анатольевна – доктор технических наук, профессор, Таврический государственный агротехнологический университет, профессор кафедры мобильных энергетических средств, г. Мелитополь; тел.: (097)526-26-03, e-mail: voloshinaaa2012@gmail.com.

Voloshina Angela Anatolieva – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Tavria State Agrotechnological University, Full Professor at the Department of mobile power means, Melitopol, tel.: (097)526-26-03, e-mail: voloshinaaa2012@gmail.com.

Панченко Ігор Анатолійович – асистент, Таврійський державний агротехнологічний університет, асистент кафедри мобільних енергетичних засобів, м. Мелітополь, тел.: (096)121-40-87, e-mail: tia_tgatu@ukr.net.

Панченко Ігорь Анатольевич – ассистент, Таврический государственный агротехнологический университет, ассистент кафедры мобильных энергетических средств, г. Мелитополь, тел.: (096)121-40-87, e-mail: tia_tgatu@ukr.net.

Panchenko Igor Anatolievich – Assistant, Tavria State Agrotechnological University, Assistant at the Department of mobile power means, Melitopol, tel.: (096)121-40-87, e-mail: tia_tgatu@ukr.net.

ЗМІСТ

Фундаментальні дослідження	3
<i>Русанов А. В., Хореев О. Н., Сухоребрий П. Н., Дедков В. Н.</i> Разработка и расчетное исследование проточной части насос-турбины для условий Каневской ГАЭС	4
<i>Шубенко О. Л., Сенецький О. В., Сарапін В. П., Бабак М. Ю., Роговий С. В.</i> Выбор и расчет теплообменного оборудования для паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах	9
<i>Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Жандковски Р., Демченко А. В.</i> Математическое моделирование и анализ аэроупругих явлений в лопаточном венце турбомашины.....	17
<i>Губарев О. П., Ганпанцюрова О. С., Д'яконова Н. С., Космина А. Ю.</i> Гідропривод з пружно-гіdraulічним дозуванням рідини	25
<i>Потеменко О. В., Яковleva Л. К., Самба Битори Т. Д. Б.</i> К вопросу совершенствования математического описания турбулентного движения вязкой несжимаемой жидкости /	34
<i>Резвая К. С., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Тынянова И. И.</i> Расчетное определение энергетических характеристик на основе расчета пространственного течения вязкой жидкости в обратимых гидравлических машинах	43
<i>Миронов К. А., Олексенко Ю. Ю., Бондаренко Д. Ю.</i> Використання CFD для розрахунку спіральної камери та колон статора високонапірної радіально-осьової гідротурбіни	50
<i>Мараховский М. Б., Гасюк А. И.</i> Математическая модель гидродинамических характеристик элементов проточной части радиально-осевой гидротурбины	54
<i>Шевченко Н. Г., Шудрик О. Л., Коваль О. С., Дорошенко О. В.</i> Врахування реологічних властивостей водонафтової емульсії на робочі характеристики відцентрового насоса	58
<i>Лебедєв А. Ю., Андренко П. М., Дмитрієнко О. В.</i> Визначення герметичності торцевого ущільнення лабіринтно-гвинтового насоса при гармонічних вимушених коливаннях корпуса	66
<i>Цента Е. Н.</i> Улучшение динамических характеристик комбинированной системы управления навесным оборудованием трактора путем ввода мехатронного модуля	72
Прикладні дослідження	81
<i>Гриб О. Г., Донецкая Т. С., Швец С. В., Бортников А. В.</i> Определение экстремумов мощности и потерь в отдельной фазе электрической сети	82
<i>Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.</i> Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG	88

CONTENTS

Fundamentals	3
<i>Rusanov A. V., Khoryev O. N., Sukharebryi P. N., Dedkov V. N.</i> Development and design study of the flow part of the pump turbine for the conditions of the Kaniv PSPP	4
<i>Shubenko O. L., Senetskyi O. V., Sarapin V. P., Babak M. Yu., Rogoviy S. V.</i> Selection and calculation of heat exchange equipment for steam-turbine cycles on low-boiling working fluids	9
<i>Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V., Rzadkowski R., Demchenko A. V.</i> The mathematic modeling and analysis of aeroelastic phenomena in turbomashine blade row	17
<i>Gubarev O. P., Ganpantsurova O. S., Diakonova N. S., Kosmyna A. Yu.</i> The hydraulic drive with the elastic-hydraulic dosing of a working fluid	25
<i>Potetenko O. V., Yakovleva L. K., Samba Bitory T. D. B.</i> To the question of perfection of mathematical description of turbulent motion of viscous incompressible liquid	34
<i>Rezvaya K., Drankovskiy V., Krupa, E., Tynyanova I.</i> The calculated determination of energy characteristics based on the calculation of the spatial flow of a viscous fluid in reversible hydraulic machines	43
<i>Mironov K. A., Oleksenko Yu. Yu., Bondarenko D. Yu.</i> Using CFD for calculation of a spiral casing and stay vanes of a high-pressure Francis turbine	50
<i>Marakhovsky M. B., Gasik A. I.</i> Mathematical model of hydrodynamic characteristics of the elements of the flowing part of the radial-axial hydroturbine	54
<i>Shevchenko N. G., Shudryk O. L., Koval O. S., Doroshenko O. V.</i> Accounting rheology water-oil emulsion to performance of centrifugal pumps.....	58
<i>Lebedev A. Yu., Andrenko P. M., Dmitrienko O. V.</i> Determination of the tightness of the torzeve seal of the labyrinth-screw pump at harmonic forced oscillations of the corps	66
<i>Tsenta E. N.</i> Improvement of dynamic characteristics of combined control system for tractor mounted equipment by introducing mechatronic module	72
Applied research	81
<i>Gryb O. G., Donetskaya T. S., Shvets S. V., Bortnikov A. V.</i> Determination of the extremes of power and losses in a separate phase of the electrical network	82
<i>Panchenko A. I., Voloshina A. A., Panchenko I. A.</i> Design features of the planetary hydraulic motors of PRG series.....	88

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ».
СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

Збірник наукових праць

№ 17 (1293) 2018

Науковий редактор: Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна

Технічні редактори: Фатеєва Н. М., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна

Резва К. С., асистент НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний за випуск Обухова І. Б., канд. техн. наук

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЙ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»

Кафедра «Гіdraulічні машини»

Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49; e-mail: gmntukhpi@gmail.com

Обл.-вид. № 8-18

Підпис. до друку 22.05.2018 р. Формат 60×90%. Папір офсетний 80г/м².

Друк цифровий. Умов. друк. арк. 6,5. Обл.-вид. арк. 6,7.

Наклад 300. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта
видавничої справи ДК №5478 від 21.08.2017 р.

61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

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
